T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

GAZ TÜRBİNLERİNDE YANMA ODALARININ TEORİK İNCELENMESİ VE NÜMERİK OLARAK MODELLENMESİ

İBRAHİM ÖZSARI

YÜKSEK LİSANS TEZİ
GEMİ İNŞAATI VE GEMİ MAKİNELERİ MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
GEMİ İNŞAATI VE GEMİ MAKİNELERİ MÜHENDİSLİĞİ PROGRAMI

DANIŞMAN
PROF. DR. YASİN ÜST

İSTANBUL, 2015

T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

GAZ TÜRBİNLERİNDE YANMA ODALARININ TEORİK İNCELENMESİ VE NÜMERİK OLARAK MODELLENMESİ

İbrahim ÖZSARI tarafından hazırlanan tez çalışması 06.07.2015 tarihinde aşağıdaki jüri üyeleri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Bölümü'nde **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Prof. Dr. Yasin ÜST
Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Yasin ÜST
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. İsmail EKMEKÇİ
İstanbul Ticaret Üniversitesi

Yrd. Doç. Dr. Mehmet ÇAKIR
Yıldız Teknik Üniversitesi



ÖNSÖZ

Bu tez çalışmasında, gelişen teknoloji ile insanlık için önem arz eden temiz ve yüksek verimli enerji üretimine etki eden parametreler üzerinde durulmuştur. Tezin temel amacı, farklı yakıt ve çalışma şartlarında oluşan emisyonların teorik ve nümerik olalarak belirlenmesidir.

Bu tez çalışmasının her aşamasında bilgi ve desteğini esirgemeyen danışman hocam sayın Prof. Dr. Yasin ÜST'e ve değerli yardım ve fikirleriyle tezime büyük katkı sağlayan sayın hocam Yrd. Doç. Dr. Hasan Kayhan KAYADELEN'e teşekkürlerimi arz ederim.

Ayrıca, beni bugünlere getiren, hiçbir zaman maddi ve manevi desteklerini esirgemeyen anne ve babama; bu tezin yapımı sırasında göstermiş olduğu sabır ve özveri için eşim Zeynep ÖZSARI'ya şükranlarımı sunuyorum.

Temmuz, 2015

İbrahim ÖZSARI

İÇİNDEKİLER

Sayfa

SİMGE LİSTESİ vi
KISALTMA LİSTESİ viii
ŞEKİL LİSTESİ ix
ÇİZELGE LİSTESİ xii
ÖZET xiii
ABSTRACT xv
BÖLÜM 1
GİRİŞ 1
1.1 Literatür Özeti 1
1.2 Tezin Amacı 12
1.3 Hipotez 12
BÖLÜM 2
GENEL KAVRAMLAR 13
2.1 Gaz Türbinleri Termodinamik Çevrimleri 13
2.2 Kompresörler 17
2.3 Yanma Odası 21
2.3.1 Yanma Odası İçin Gerekli Özellikler 22
2.3.2 Yanma Odası Yapısı ve Özelliği 24
2.3.3 Yanma İşlemi 24
2.3.4 Yanma Termodinamiği 26
2.3.5 Yanma Çeşitleri 30
2.3.6 Gaz Türbini Yanma Odası Tipleri 31
2.3.6.1 Geometrisine Göre Yanma Odası Tipleri 32
2.3.6.2 Aerodinamik Kriterine Göre Yanma Odaları 35
2.3.6.3 Uygulama Alanlarına Göre Yanma Odası Tipleri: 36
2.3.7 Gaz Türbinlerinde Kullanılan Yakıtlar 36
2.3.8 Yakıt Nozulları 37
2.3.9 Yanma Ürünleri ve Kirleticiler 38
2.3.10 Azot Oksit (NO_X) Emisyonları 39

2.3.10.1 Yanmada Kullanılan Hava Kaynaklı NO_X Oluşumu 40
2.3.10.2 Yakıt Kaynaklı NO_X Oluşumu 42
2.3.10.3 NO_X Oluşumunu Etkileyen Faktörler 42
2.4 Türbinler 45

BÖLÜM 3

YANMANIN SAYISAL HESAPLANMASI VE MODELLENMESİ 47

3.1 Temel Korunum Denklemleri 47
3.2 Yanmada Türbülanslı Akışın Modellenmesi 49
3.3 Yanma Modellenmesi 51
3.3.1 Girdap Ayrışma Modeli 53
3.3.2 Taşınım Parametreleri 54
3.3.3 Radyasyon Modeli 55
3.4 Yanma Odası Geometrisi 57
3.5 Yanma Odası Özellikleri ve Sınır Koşulları 58
3.6 Sayısal Çözüm 60

BÖLÜM 4

ANALİTİK YAKLAŞIMLAR 65

4.1 NO_X Emisyonu Analitik Yaklaşımları 66
4.2 CO Emisyonu Yaklaşımları 68

BÖLÜM 5

SAYISAL SONUÇLAR 70

5.1 Yanma Odası Modeline Ekivalans Oranı Etkisinin İncelenmesi 70
5.2 Yanma Modelinde Yanma Odası Soğutma Havası Etkisinin İncelenmesi . 73
5.3 Yanma Odası Modelinde Radyasyon İle Isı Transferi Etkisinin İncelenmesi 75
5.4 Farklı Isıl Güçlere Göre Yanma Modelinin Kıyaslanması 77
5.5 Metan Yakıtının Etan ve Propan İle Kıyaslanması 79
5.6 Türbülans Yoğunluğu, Akış Fonksiyonu, Hız Büyüklüğü ve Kimyasal Tür Dağılımları 81
5.6.1 Kimyasal Tür Dağılımları 81
5.6.2 Akım Fonksiyon Dağılımları 87
5.6.3 Türbülans Yoğunluğu Dağılımları 88
5.6.4 Hız Büyüklüğü Gösterimi 91
5.7 Sayısal Simülasyon Sonuçlarının Analitik Yaklaşımlarla Kıyaslanması 93

BÖLÜM 6

SONUÇ VE ÖNERİLER 95

KAYNAKLAR 99

ÖZGEÇMİŞ 103

SİMGE LİSTESİ

q	Isı
h	Entalpi
C_p	Sabit basınç özgül ısısı
η_t	Isıl verim
T	Sıcaklık
w	İş
P	Basınç
V	Hacim
N	Mol sayısı
R	Evrensel gaz sabiti
X	Mol kesri
Y	Kütle kesri
S	Entropi
M	Moleküler ağırlık
ϕ	Ekivalans oranı
ρ	Yoğunluk
E	Aktivasyon enerjisi
k	Türbülans kinetik enerjisi
ε	Türbülans kinetik enerjisi harcanım oranı
μ	Dinamik viskozite
λ	Isı iletim katsayısı
I_b	Siyah cisim yoğunluğu
q_r	Radyasyon akısı
σ_s	Saçılma katsayısı
G	Yüzeye gelen radyasyon
FA	Hava yakıt oranı
R	Çap

Alt simge

h	Hava
i, j	Tensör notasyon indisleri
kar	Karışım
ref	Referans
sto	Stokiyometrik
t	Türbülans
top	Toplam
y	Yakıt

KISALTMA LİSTESİ

CFD	Computational Fluid Dynamics
HAD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
IMO	International Maritime Organization (Uluslararası Denizcilik Örgütü)
LES	Large Eddy Simulation (Büyük Girdap Simülasyonu)
PDF	Probability Density Function (Olası Yoğunluklu Fonksiyon)
PRESTO	Pressure Staggered Option
RANS	Reynolds Averaged Navier Stokes Equations
UHC	Unburned Hydrocarbon (Yanmamış Hidrokarbon)

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 Farklı püskürtme açıları ve yakıtların NO oluşumuna etkisinin gösterimi 2
Şekil 1.2 CFD simülasyonu ile deneysel verilerin NO_X ve CO emisyonları için kıyaslaması 3
Şekil 1.3 İki yanma odası modeli için sıcaklık dağılımı kıyaslaması 4
Şekil 1.4 Yakıtta hidrojen oranının alev boyuna etkisi 6
Şekil 1.5 Yanma odası çıkış bölgesi sıcaklık dağılımı gösterimi 6
Şekil 1.6 Çeşitli paremetrelerle oluşan yanma odası boyutsuz sıcalık dağılımı 8
Şekil 1.7 Farklı yakıtlar için NO emisyonunda ekivalans oranının etkisi 8
Şekil 1.8 Aparatlı yanma odası dizaynında sıcaklık dağılımı 10
Şekil 2.1 Temel bir gaz türbini 13
Şekil 2.2 Gaz türbini basınç-hacim diyagramı 14
Şekil 2.3 Gaz türbini çevrimi sıcaklık-entropi diyagramı 15
Şekil 2.4 Santrifüj akışlı kompresörle boyunca hız ve basınç değişimi 18
Şekil 2.5 Örnek bir eksenel akışlı kompresör 19
Şekil 2.6 Kompresörün hareketli ve hareketsiz kanatlarıyla iç görünüşü 20
Şekil 2.7 Bir gaz türbini yanma odası yapısı 21
Şekil 2.8 Boru tipli yanma odasında yanma işlemi 25
Şekil 2.9 Gaz türbini yanma odasında hava akışı 25
Şekil 2.10 Gaz türbininde yanma işlemi 26
Şekil 2.11 Gaz türbinlerinde yanma çeşitleri 31
Şekil 2.12 Gaz türbini yanma odaları çeşitlerinin geometrik konfigürasyonu 34
Şekil 2.13 Gaz türbini yanma odasındaki akış alanı gösterimi 35
Şekil 2.14 Basit yakıt nozulu 37
Şekil 2.15 Dubleks yakıt nozulu 38
Şekil 2.16 Yanma odası kurum oluşumu 38
Şekil 2.17 Sıcaklık ve kalma süresinin etkisi olarak NO_X oluşumu 43
Şekil 2.18 Sıvı ve gaz yakıtlar için NO_X oluşumunda alev sıcaklığının etkisi 43
Şekil 2.19 NO_X emisyonunda yanma odası kalma süresinin ekivalans oranına göre etkisi 45
Şekil 2.20 Türbin yapısı gösterimi 45
Şekil 2.21 Türbin stator kesiti görünüşü 46
Şekil 3.1 Gaz türbini yanma odası geometrisi 57
Şekil 3.2 Çalışması yapılan yanma odası modeli 58
Şekil 3.3 Hesaplama ağı 59

Şekil 3.4 ANSYS Fluent programında kullanılan seyrek meshimizin görüntüsü 59
Şekil 3.5 Kontrol hacmi depolama düzeni 60
Şekil 3.6 P düğümü etrafında hesaplama hücresinin gösterimi 61
Şekil 3.7 ANSYS Fluent programı çözüm yöntemi akış şeması gösterimi 63
Şekil 3.8 Hesaplamalardaki yakınsamanın gösterimi 63
Şekil 4.1 CO ve NO_X emisyonları oluşumuna sıcaklık etkisi 65
Şekil 5.1 Ekivalans oranı etkisine göre yanma odası sıcaklık dağılımı 71
Şekil 5.2 Yanma odası merkez çizgisinde ekivalans oranına göre sıcaklık değerleri ... 72
Şekil 5.3 Yanma odası merkez çizgisinde ekivalans oranına NO_X emisyon değerleri .. 72
Şekil 5.4 Sayısal simülasyonda soğutma havalarının ihmali ile sıcaklık dağılımı gösterimi 73
Şekil 5.5 Yanma odası eksenindeki sıcaklık değerlerine soğutma havası etkisi 74
Şekil 5.6 Yanma odası eksenindeki NO_X emisyonu değerlerine soğutma havası etkisi 74
Şekil 5.7 Sayısal simülasyonda radyasyonla ısı transferi ihmali ile sıcaklık dağılımı gösterimi 75
Şekil 5.8 Yanma odası eksenindeki sıcaklık değerlerine radyasyonla ısı transferi etkisi 76
Şekil 5.9 Yanma odası eksenindeki NO_X emisyonu değerlerine radyasyonla ısı transferi etkisi 76
Şekil 5.10 Farklı ısıl güçler için yanma odası sıcaklık dağılımı gösterimi 77
Şekil 5.11 Farklı ısıl güç modellerinin yanma odasındaki sıcaklık değerleri için kıyaslanması 78
Şekil 5.12 20 kW, 30 kW ve 50 kW ısıl güç modellerinin eksendeki NO_X emisyon değerleri kıyaslanması 78
Şekil 5.13 Üç farklı yakıtın yanma odasındaki sıcaklık dağılımları 79
Şekil 5.14 Üç farklı yakıtın yanmasının oda eksenindeki sıcaklık değerlerinin kıyaslaması 80
Şekil 5.15 Metan, etan ve propan yanması sonucu NO_X emisyonu değerleri 80
Şekil 5.16 Ekivalans oranı 0,6 olan metan yanması için türbülans yoğunluğu, akış fonksiyonu, hız büyüklüğü ve kimyasal tür dağılımları 82
Şekil 5.17 Ekivalans oranı 0,8 olan metan yanması için kimyasal tür dağılımları 83
Şekil 5.18 Ekivalans oranı 1 olan metan yanması için kimyasal tür dağılımları 84
Şekil 5.19 Isıl gücü 50 kW olan metan yanması için kimyasal tür dağılımları 85
Şekil 5.20 Ekivalans oranı 1 olan propan yanması için kimyasal tür dağılımları 86
Şekil 5.21 Ekivalans oranı 0,6 olan metan yanması için akım fonksiyonu dağılımı 87
Şekil 5.22 Ekivalans oranı 1 olan metan yanması için akım fonksiyonu dağılımı 87
Şekil 5.23 Isıl gücü 50 kW olan metan yanması için akım fonksiyonu dağılımı 88
Şekil 5.24 Ekivalans oranı 1 olan propan yanması için akım fonksiyonu dağılımı 88
Şekil 5.25 Ekivalans oranı 0,6 olan metan yanması için türbülans yoğunluğu dağılımı. 89
Şekil 5.26 Ekivalans oranı 0,8 olan metan yanması için türbülans yoğunluğu dağılımı. 89
Şekil 5.27 Ekivalans oranı 1 olan metan yanması için Türbülans yoğunluğu dağılımı ... 90
Şekil 5.28 Isıl gücü 50 kW olan metan yanması için türbülans yoğunluğu dağılımı 90
Şekil 5.29 Ekivalans oranı 1 olan propan yanması için türbülans yoğunluğu dağılımı... 90
Şekil 5.30 Ekivalans oranı 0,6 olan metan yanması için hız büyüklüğü gösterimi 91

Şekil 5.31 Ekivalans oranı 0,8 olan metan yanması için hız büyüklüğü gösterimi 91
Şekil 5.32 Ekivalans oranı 1 olan metan yanması için hız büyüklüğü gösterimi 92
Şekil 5.33 Isıl gücü 50 kW olan metan yanması için hız büyüklüğü gösterimi 92
Şekil 5.34 Ekivalans oranı 1 olan propan yanması için hız büyüklüğü gösterimi 92
Şekil 5.35 NO_X emisyonu için sayısal model ile analitik yaklaşım karşılaştırması 93
Şekil 5.36 CO emisyonu için sayısal model ile analitik yaklaşımı karşılaştırması 94

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1 Gaz türbininde yanma sonrası oluşan kirleticiler ve etkileri……39
Çizelge 3.1 Standart k-ε türbülans modeli için kullanılan sabitler……51
Çizelge 6.1 Çeşitli etkilere göre yanma odasında oluşan maksimum sıcaklık değerleri ve NO_X emisyonları……97

ÖZET

GAZ TÜRBİNLERİNDE YANMA ODALARININ TEORİK İNCELENMESİ VE NÜMERİK OLARAK MODELLENMESİ

İbrahim ÖZSARI

Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Yasin ÜST

Günümüzde gaz türbinlerinin, alternatiflerine nazaran yapısının daha basit olması, hafifliği, güvenilirliği, maliyetinin düşüklüğü, çok çeşitli yakıt kullanabilmesi ve temiz enerji kaynaklarıyla uyumlu çalışabilmesi gibi özelliklerinden dolayı gaz türbinleri, enerji üretiminde çok önemli bir konuma gelmiştir. Bununla birlikte gaz türbinleri yanma odası üzerine büyük bir ilgi oluşmuştur. Bunlar arasında yanma odasının yanma performansının arttırılması ve yanma ile oluşacak NO_X, SO_X, CO ve CO_2 emisyonlarının azaltılma ihtiyacı büyük bir önem taşımaktadır. Bu nedenle bu tezde, boru tipli bir gaz türbini yanma odası için Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği esaslı modelleme tekniği kullanılarak 2 boyutlu yanma modeli oluşturulmuştur. Yanma modeli metan, etan ve propan yakıtlarının iki basamaklı yanma reaksiyonu ve girdap ayrışma modeli kullanılarak oluşturulmuştur. Türbülans modeli olarak standart k-ε modeli, radyasyon modeli olarak da P-1 Model'i kullanılmıştır.

Bu çalışmada öncelikle 30 kW'lık ısıl güce sahip bir yakıcıda metan gazının farklı ekivalans oranlarındaki yanma işlemleri modellenmiştir. Bu modellerde sırasıyla 0.6, 0.7, 0.8, 0.9 ve 1 ekivalans oranlarındaki yanma sonuçlarındaki sıcaklık dağılımları ve NO_X oluşumları incelenmiştir. Sonra gaz türbinlerinin yanma odasında soğutma havası ve radyasyonla ısı transferi etkisinin sonuçları incelenmiştir. Ayrıca ısıl gücün yanma üzerindeki etkilerini

incelemek için 50 kW'lık ısıl güce sahip bir yakıcı ile sonuçlar kıyaslanmıştır. Çok çeşitli yakıt yelpazesine sahip olan gaz türbinleri için metan, etan ve propan yakıtlarının yanmasıyla oluşan sıcaklık değerleri ve NO_X emisyonları incelenmiştir. Gaz türbinlerinde NO_X ve CO emisyonları için oluşturulmuş analitik yaklaşımlar üzerinde durularak birkaç yaklaşım ile sayısal simülasyonun sonuçları karşılaştırılmıştır.

Çalışmanın sonucunda ekivalans oranı ve ısıl gücün artmasıyla oluşan sıcaklık değerleri ve NO_X emisyonları artmıştır. Soğutma havasının ihmal edilmesi ile istenilmeyen yanma oluştuğu gösterilmiştir. Radyasyon etkisinin ihmali ile hatalı ve daha yüksek sıcaklıklar elde edilmiştir. Metan, etan ve propan yakıtlarının kıyaslamasıyla yüksek NO_X oluşumu nedeniyle etanın daha az tercih edilen bir yakıt olduğu sonuçlarıyla gösterilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Gaz türbinleri, Yanma odası , Hesaplamalı akışkanlar dinamiği yanma, NO_X emisyonları.

ABSTRACT

THEORETICAL INVESTIGATION AND NUMERICAL MODELLING OF GAS TURBINE COMBUSTION CHAMBERS

İbrahim ÖZSARI

Department of Naval Architecture and Marine Engineering

MSc. Thesis

Adviser: Prof. Dr. Yasin ÜST

Nowadays gas turbines, with simple construction, light weight, high reliability, low cost, versatile fuel operation and compatibility to clean energy resources, gained an important place in energy production area. But also, significant attention is paid to gas turbine combustion chambers to improve combustion performance of combustor and for need to reduce combustion emissions, namely NO_X, SO_X, CO and CO_2, of great importance. In this thesis, a 2-dimensional combustion model based on computational fluid dynamics is developed considering a can-type gas turbine combustor. Combustion model is composed of two step combustion reaction mechanisms of methane, ethane, propane fuels and Eddy Dissipation flow model, standard k-ε turbulence model and P-1 radiation heat transfer model.

In this study, firstly, combustor of 30 kW thermal power is modelled for combustion process analyses of methane at different equivalence ratios. NO_X emission and temperature distributions in the combustor are investigated at different equivalence ratios, 0.6, 0.7, 0.8, 0.9 and 1, respectively. Then, investigation of cooling air effect and heat transfer with radiation effect in gas combustor is carried out. Besides, to investigate the effect of thermal power on combustion, output data of a 50 kW thermal power combustor is used for comparison. Later on, temperatures and NO_X emission levels of gas turbines operating with several fuels, considering methane, ethane and propane, are investigated. Also, recent analytic investigations applied to gas turbines for NO_X and

CO emissions are considered and investigation outputs are compared with calculated numerical simulation results.

In conclusion, it is seen that, as equivalence ratio and thermal power increase, temperatures and NO_X emissions increase. And neglecting the effect of cooling air results in as undesirable combustion. And also, neglecting the radiation effect results in as erroneous and higher temperatures. Comparing simulation results obtained for different fuels, methane, ethane and propane, it is concluded that using ethane is the least favorable because of higher NO_X emissions.

Keywords: Gas turbines, Combustion chamber, Computituonal fluid dynamics combustion, NO_X emissions.

BÖLÜM 1

GİRİŞ

Gaz türbinleri ilk tasarlandıkları 1930'lardan itibaren günümüze kadar olağanüstü bir gelişme göstermiştir. 1940'larda ve hatta 1950'lerde yapılan ilk gaz türbinleri, düşük kompresör ve türbin verimleriyle, o dönemlerdeki malzeme sınırlamalarına bağlı olarak düşük türbin giriş sıcaklıkları nedeniyle, %17 civarı çevrim verimine sahiptiler. Bu sebeple de çok yönlülüklerine ve farklı yakıtları kullanabilme özelliklerine rağmen sınırlı bir uygulama alanı bulabilmişlerdi. Gaz türbinlerinin çevrim verimini arttırmaya yönelik çalışmalar şu üç alanda yoğunlaşmıştır[1]:

- Turbo makinelerin verimlerinin arttırılması, (kompresör ve türbin verimi gibi)
- Temel çevrimde bazı değişikliklerin yapılması,
- Yanma sıcaklığının arttırılması ve yanma odasının veriminin yükseltilmesi

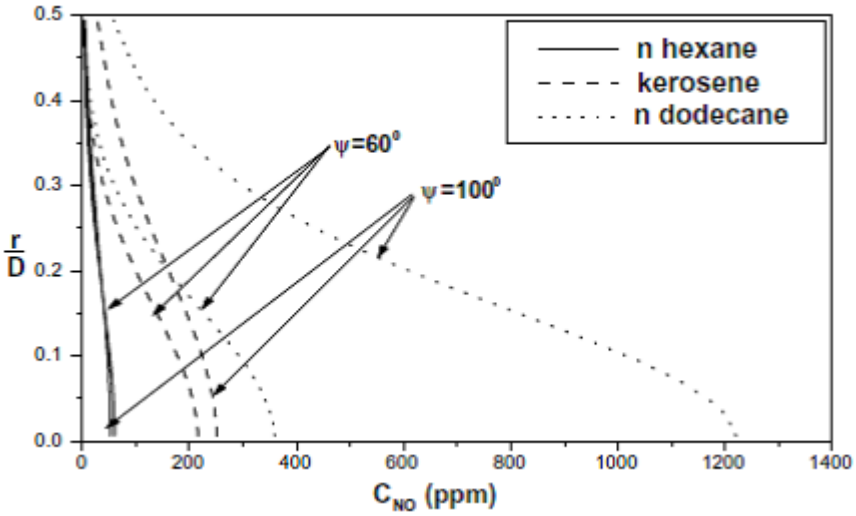
Bu tezde, üçüncü alan üzerine çalışılmıştır. Gaz türbini yanma odası hakkında temel kavramlar ve bilinmesi gereken ayrıntı bilgiler verilecektir. Gerçeğe uygun bir yanma odası modeli tasarlanıp onun üzerinde çalışmalar yapılmıştır.

1.1 Literatür Özeti

2005 yılında Sierra vd. [2] bir gaz türbini yanma odasındaki sıcaklık alanını araştırmak için sayısal hesaplama çalışması yapmışlardır. 70 MW'lık güce sahip bir kombine gaz türbini tesisinin yanma odasında çalışılmıştır. Yanma simülasyonunda hava-yakıt oranı stokiyometrik kabul edilmiştir. Bu şartlar altında sıcaklık karakteristiği ve basınç alanları, hava giriş şartlarındaki eşitlikler kullanılarak elde edilmiştir. Birincil ve ikincil hava girişi arasındaki 3 kPa'lık basınç dağılım farkı, yanma odası merkezinde daha çok ısınmaya

neden olmuştur. Bu alanın fazla ısınması, o bölgedeki yardımcı elemanların kalıcı hasar nedeninin açıklanmasına faydalı olmuştur. Böylece o bölgelerin hava basıncını değiştirerek sorunun giderileceği ortaya çıkartılmıştır. Hasarlı borularda yapılan hassas inceleme ile sayısal çalışma sonuçları örtüşerek yüksek sıcaklıkların olumsuz etkisini doğrulamıştır.

Sharma ve Som [3], bir gaz türbini yanma odasında, yanma işlemi ve emisyon karakteristikleri üzerine bir çalışma yapmışlardır. Farklı püskürtme parametreleri ile farklı yakıt kullanımının etkisini, difüzyon esaslı yanma işlemi göz önünde bulundurularak, sayısal bir model de incelemişlerdir. Ele alınan çalışmada yakıt olarak n-hekzan, kerosen ve n-dodekan kullanılmıştır. Çalışmada yanma odası içerisindeki akış ve sıcaklık alanları, yanma verimi, çıkış sıcaklık dağılımı ve NO_X konsantrasyonunun değişimi göz önünde bulundurulan parametrelere göre incelenmiştir. Püskürtme açısı arttıkça hem yanma veriminin hem de NO_X konsantrasyonlarının arttığı belirlenmiştir (Şekil 1.1).

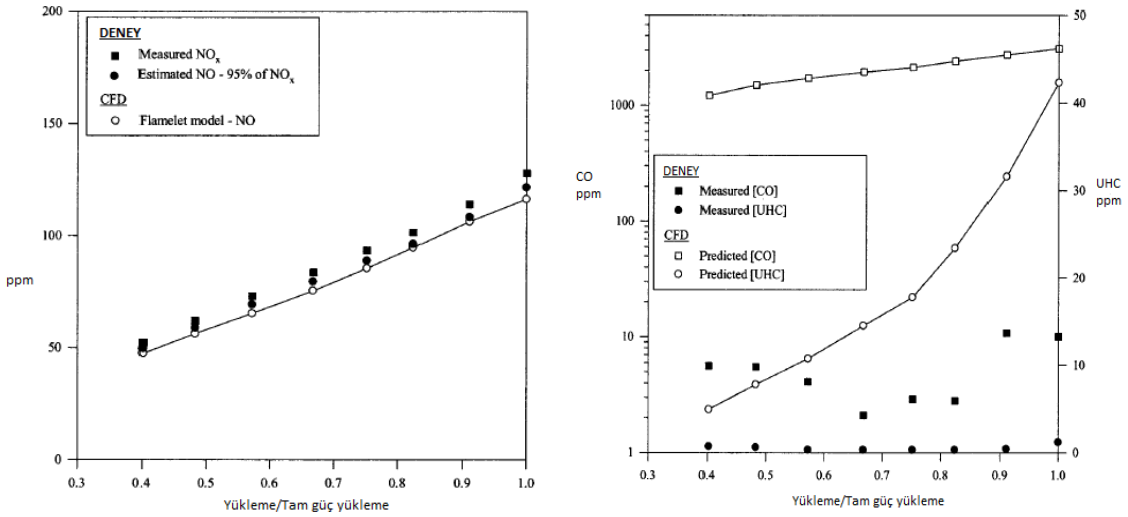


Şekil 1.1 Farklı püskürtme açıları ve yakıtların NO oluşumuna etkisinin gösterimi[3]

Vakil vd. [4] yaptığı çalışmada, yüksek verime ulaşabilmek için yanma odasının sıcaklığını arttırarak çıkış gücünün yükselmesi gerektiğini göstermiştir. Yanma odasına verilen yakıtın, yüksek momentumda bir su jetiyle verildiğinde yüksek türbülanslı bir akış alanı oluşturulduğu gösterilmiştir. Yanma odasındaki reaksiyonun tahmininden önce bu türbülans seviyesinin tahmininin doğru yapılması gerektiğini savunmuştur. Makalede

yanma odası simülasyonundan elde edilen akış ve termal alan verileri, bir hava aracı motorunu temsil etmektedir. Sonuçlar göstermiştir ki geniş soğutma girişleri, türbülanslı akım sahasını etkilemiştir. Dilüzyon havasının ana akımla etkileşmesi ile elipstik termal alanlar ve ters yönde girdaplar oluşmuştur.

Price ve Goldin [5], çeşitli yük aralıklarında çalışan doğalgaz yakıtlı bir endüstriyel gaz türbininde NO emisyonu ve yanma prosesinin HAD simülasyonunu gerçekleştirmişlerdir. Deneysel çalışma sonucuna göre, meydana gelen toplam NO_X miktarının yaklaşık % 95'ini NO emisyonu oluşturmaktadır. Laminer alev (flamelet) modeli ile belirlenen NO emisyonları, deneysel ölçümler göz önünde bulundurulduğunda diğer modele göre daha iyi sonuçlar vermiştir. Gaz türbininin birim yükü arttığında, NO emisyonu artmaktadır. Küçük değerdeki yük aralıklarında yanmamış hidrokarbonlar için simülasyon değerleri, ölçülen konsantrasyon değerlerine yakın sonuçlar verirken CO emisyonu için çok farklı sonuçlar çıkmıştır (Şekil 1.2).

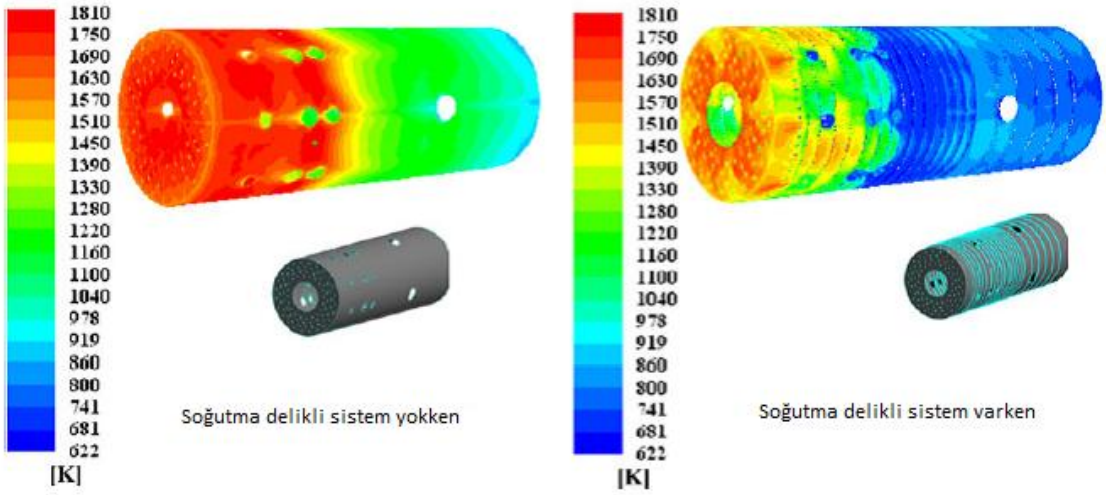


Şekil 1.2 CFD simülasyonu ile deneysel verilerin NO_X ve CO emisyonları için kıyaslaması[5]

Alencar vd. [6] yaptıkları çalışmada, boru tipli bir yanma odasında ekonomik bir yakıt kullanılarak yanma ve alev davranışları, geliştirilmiş bir ticari yazılım programı üzerinde incelemişlerdir. Yakıt olarak doğal gazın %88'ini oluşturan metanı kullanarak başlamışlardır. Gatecycle programı termodinamik parametreleri hesaplamak için kullanılmıştır. GASEQ programını da hareketli akışı simüle etmek için kullanmıştır. Yanmayı HAD simülasyonu girdap ayrışma modeli ile iki basamaklı yanma reaksiyonuna

sahip metan gazı yanmasıyla yapmıştır. Türbülans modelini RNG k-ε modellenmiştir. Radyasyon modeli P-1 radyasyon modeliyle, NO_X emisyonu Fenimore ve Zeldovich metoduyla hesaplanmıştır. Sayısal çalışmayla hız, basınç ve sıcaklık alanlarının tahmini sonuçları elde edilmiştir. Alev pozisyonu, maksimum alev sıcaklığı, egzoz hava çıkış sıcaklığı, nozul etkisi gibi parametrelerin etkisi hakkında bilgi verilmeye çalışılmıştır.

2011 yılında Ali vd. [7] çalışmasında, girdaplı yanma odası sayısal simülasyonu ile yanma odası duvarlarının korunması için soğutma sisteminin etkinliği incelemişlerdir. Çalışılan yanma odası enjeksiyon sistemiyle ilişkili kompleks bir geometrik yapıya sahip olmasından dolayı soğutma sistemi küçük deliklerle oldukça sık dağıtılmıştır. Soğutma sisteminin olduğu ve olmadığı şeklinde iki durum kıyaslanmıştır. (Şekil 1.3) HAD çalışması ANSYS Fluent programıyla yapılmıştır. Çalışmanın sonucunda bu iki durum üzerinden soğutma delikleri sistemiyle yanma odası duvar sıcaklığının 800 K'e kadar düşürülebileceği ortaya çıkmıştır.

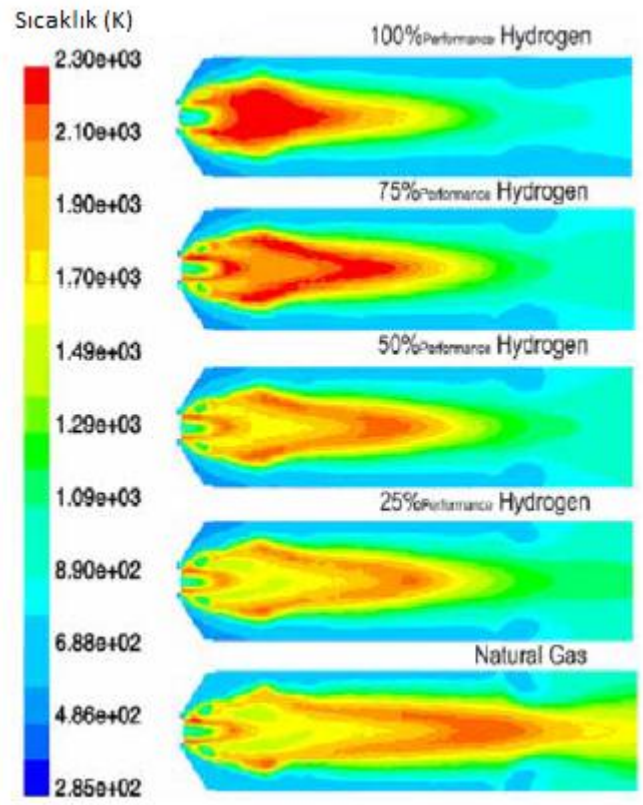


Şekil 1.3 İki yanma odası modeli için sıcaklık dağılımı kıyaslaması[7]

Gökçek'in [8] doktora tezinde, küçük ölçekte silindirik bir yanma odalı gaz türbininde metan ve metan-hidrojen karışımlı yakıtların yanma işlemi, deneysel olarak incelenmiş ve yanma odası için HAD esaslı modelleme tekniği kullanılarak yanma işlemi modellenmiştir. Çalışmada önce 10 kW ısıl güce sahip bir yakıcıda metanın yanma işlemi modellenmiş, farklı yakıt fazlalık katsayılarında meydana gelen sıcaklık dağılımları ve NO emisyonu değerleri incelenmiştir. Daha sonra ele alınan gaz türbininde, metan ve metan-hidrojen karışımları deneysel şartlarda yakılmıştır. Deneysel şart göz önünde

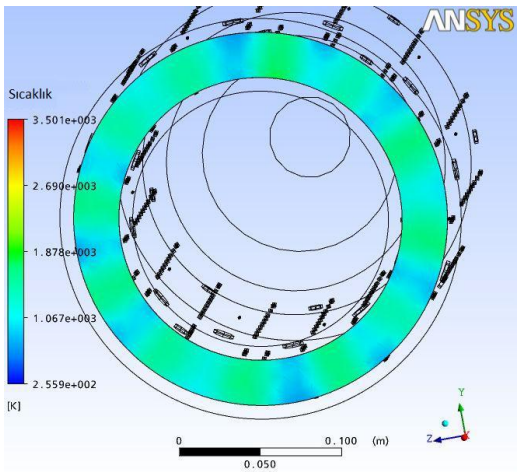
bulundurulup bir HAD programı kullanılarak, yanma odasının 3 boyutlu sayısal modeli oluşturulmuştur. Deneysel ve sayısal sonuçlara göre gaz türbininde, her bir yakıt için yanma odası giriş sıcaklığı arttıkça, NO_X emisyonu artmaktadır. Yakıt karışımı içerisinde hidrojen oranı arttıkça NO emisyonu miktarı artmaktadır. Yakıt karışımı içerisindeki hidrojen oranı arttıkça, CO ve CO_2 emisyonu azalmış, H_20 miktarı ise artmıştır. Gaz türbini yanma odası yüzey sıcaklığı yakıt karışımındaki hidrojen miktarından çok fazla etkilenmemiş ve yanma odası malzemesinin dayanabileceği sıcaklık sınırları altında kalmıştır.

Tomcazk vd. [9] çalışmalarında, yakıt olarak doğalgaz ve hidrojen karışımlarının kullanıldığı bir gaz türbini yanma odasında, HAD esaslı bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Farklı yakıt karışım oranlarında yanma odası çıkışında oluşan NO_X ve CO emisyonlarını ve yanma odası sıcaklık dağılımlarını belirlemişlerdir. Kullanılan yakıt karışımı içerisindeki hidrojen oranı arttıkça alev boyu küçülmüş, NO_X emisyonu oldukça artarken, CO emisyonu azalmıştır (Şekil 1.4). Yanma odasında yakıt olarak yalnızca saf hidrojen kullanıldığında oluşan NO_X miktarının, yalnızca doğalgazın kullanılması durumunda oluşan NO_X miktarından fazla olduğu tespit edilmiştir. Bütün yakıt karışımı durumlarında, yanma odası boyunca yüzeyden ölçülen duvar sıcaklıkları benzer dağılım göstermiştir.



Şekil 1.4 Yakıtta hidrojen oranının alev boyuna etkisi[9]

2012 yılında Choudhari vd. [10] yaptığı çalışmada, 20 kW güce sahip ve yakıt olarak kerosen kullanılan bir gaz türbininde halka tipli yanma odası dizaynı ve simülasyonu yapılmıştır. HAD simülasyonunu Ansys CFX programı tarafından yürütülmüştür. Makale sonuçları olarak HAD simülasyonu sonucu oluşan merkez hattı ve yanma odası çıkış bölgelerindeki sıcaklık dağılımları sunulmuştur. (Şekil 1.5)



Şekil 1.5 Yanma odası çıkış bölgesi sıcaklık dağılımı gösterimi[10]

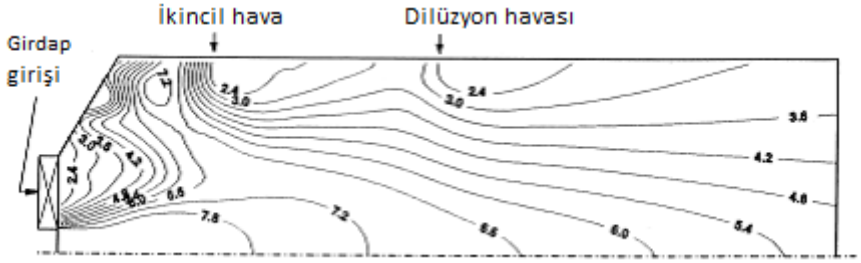
Yerinde enerji üretimi için güzel bir alternatif olan mikro gaz türbinleri üzerinde çalışılan Krieger vd. [11] makalesinde; çeşitli yakıtlar kullanılmıştır. Mikro gaz türbinlerinde performans artışı üzerine yoğunlaşırken, ayrıca bu çalışmada yanma odası giriş akışının araştırılması yapılmıştır. Bu analizin amacı; odaya giren akışkanın oluşturduğu sıcaklık alanı tarafından alev yapısının karakterize edilmesidir. Yanma odasında girdap ve ters akış alev stabilizasyonunu sağlamak için kullanılmıştır. Sayısal analiz ile yanma odasında akış araştırması yapılmış ve deneysel verilerle karşılaştırılmıştır.

Yang ve Blasiak [12] rejeneratif yakıcı kullanılarak ısıtılan hava ile propanın yanması sonucunda elde edilen alev özelliklerinin belirlenmesine yönelik bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Çalışmada, boyutları 2850 x 1600 x1600 mm ve termal enerji girişi 182 kW olan yarı endüstriyel fırında meydana gelen alevin şekli ve boyutu üzerine yoğunlaşılmıştır. HAD esaslı modelleme gerçekleştirilmiş, fırındaki kimyasal bileşenlerin konsantrasyonları ve duvar sıcaklıkları gibi çok sayıda parametreyi kapsayan ölçümler, bu modelleme sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Deneysel çalışmada ölçülen duvar sıcaklıkları ile modellemede belirlenen duvar sıcaklıkları arasında, makul farklılıkta uyum olduğu belirlenmiştir. NO_X emisyon seviyesi ve alev hacmi üzerine hava fazlalık katsayısının etkisi, sayısal olarak incelenmiş; hava fazlalık katsayısın artışıyla, alev hacmi ve uzunluğunun azaldığı, NO emisyonun arttığı görülmüştür. Duvardaki maksimum sıcaklığın hava fazlalık katsayısından oldukça etkilendiği belirlenmiştir.

2013'de Bulat vd.'nin [13] endüstriyel gaz türbini yanma odasında yapılan simülasyon çalışmasında, işletim basıncı 3 bardır. Sayısal çalışmada Euler'in olasılıksal yaklaşımı büyük girdap simülasyonu yöntemiyle çözümlenmiştir. Sonuçlar farklı eksen konumlarında deneysel verilerle güzel bir uyum göstermiştir. Bu kullanılan metotla ölçülen NO_X emisyonlarında da doğruluk göstermiştir. Kompleks bir yanma probleminin detaylarına inilerek sonuçları verilmiştir.

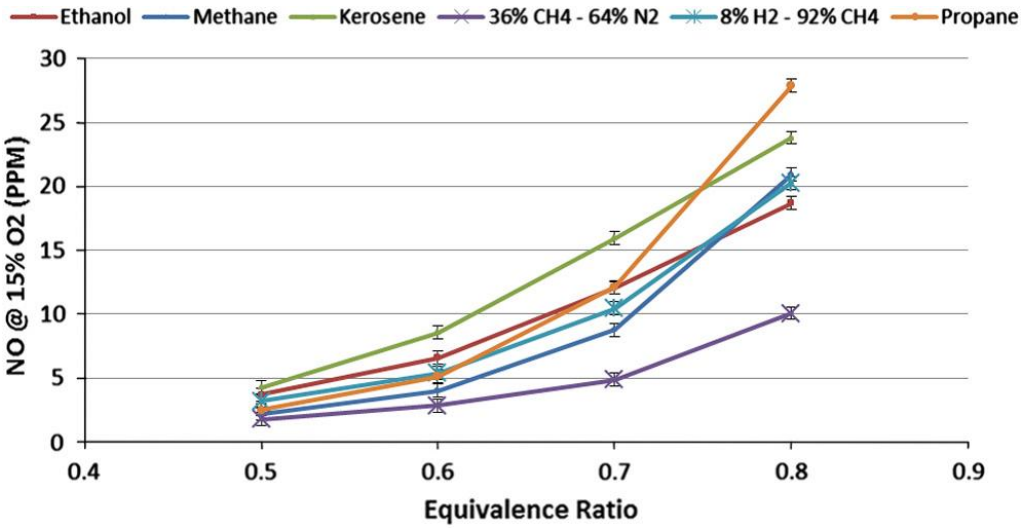
Datta [14], bir girdap üreteci ile stabil hale getirilmiş eksenel simetrik yanma odasının performansı üzerine, birincil ve soğutucu hava girişlerinin etkisini incelemek amacıyla sıvı yakıt olarak n-dodekan kullanarak sayısal bir çalışma gerçekleştirmiştir. Çalışmada, alev soğutma havasının, yanma odasına farklı giriş seçeneklerine göre değerlendirmesi yapılmıştır. Çalışmada radyal doğrultudaki sıcaklık değişimleri, farklı eksenel noktalar

için incelenmiş; yanma odası girişinde eksene yakın noktalardaki sıcaklıklar, hava resirkülasyonu ile stabil hale getirilen alev nedeniyle yüksek değerlerde olmuştur. Eksenden uzak noktalardaki sıcaklıklar ise alev soğutma havasının güçlü konvektif etkisi nedeniyle yüksek değerlere ulaşmamıştır. Gaz türbini yanma odaları için önemli bir yere sahip olan yanma odası çıkışındaki gaz sıcaklığı, mevcut çalışma içinde değerlendirilmiş; soğutma havası, birincil havaya göre ters dönen girdap üretici tarafından beslendiğinde, çıkışta daha üniform sıcaklık dağılımı elde edilmiştir (Şekil 1.6).



Şekil 1.6 Çeşitli paremetrelerle oluşan yanma odası boyutsuz sıcalık dağılımı[14]

Khalil vd. [15]'nin ortaya koyduğu bu makalede yanma dağılımından daha çok çeşitli yakıtların kullanılması incelenmiştir. Metan, seyreltilmiş metan, hidrojenle zenginleştirilmiş metan, propan, kerosen, ve etanolün yanma performansı ve her yakıtın kirletici emisyonu üzerinde durularak incelenmiştir. Farklı yakıtlarla performans değerlendirme, ana hattaki yanma esnekliğini, çeşitli yakıt kompozisyonu, durum ve kalofirik değer ile kirletici emisyonları üzerine durulmuştur. (Şekil 1.7)'de farklı yakıtlar için NO emisyonunda ekivalans oranının etkisi gösterilmiştir.



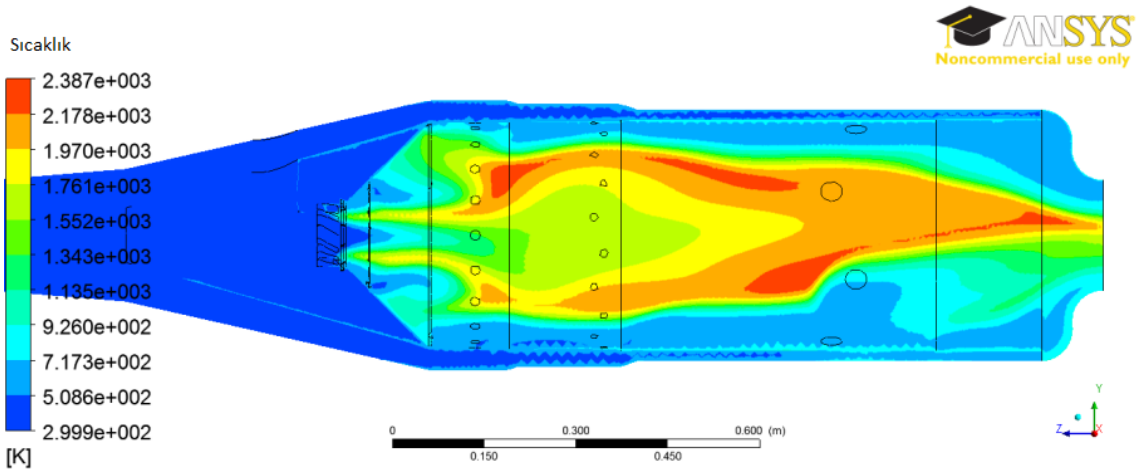
Şekil 1.7 Farklı yakıtlar için NO emisyonunda ekivalans oranının etkisi[15]

2013 yılında teorik ve ampirik yaklaşımlara dayalı gaz türbini yanma odası dizaynı ve analizi üzerine Kumar vd. [16] bir çalışma yapmışlardır. Bu makalede yanma odasının üç boyutlu simülasyonu yapılmıştır ve hız profilleri, kimyasal tür dağılımları ve sıcaklık dağılımları gösterilmiştir. Yakıt olarak metan kullanılmıştır. Yaklaşım hesaplarında akışın fiziksel ve kimyasal etkileşimleri makul bir denge içerisinde tutulmaya çalışılmıştır. Sayısal simülasyonda SST türbülans modeli kullanılmıştır. HAD yaklaşımında Ansys CFX yazılım programıyla yapılmış, mevcut dizayn ile istenilen yanma odası duvarı sıcaklığı ve egzoz çıkışı düzgün sıcaklık dağılımı elde edilmiştir.

Endüstriyel gaz türbinlerinde, hidrokarbon esaslı yakıtlara hidrojen eklenmesinin kirletici emisyonlar üzerindeki etkisinin araştırılması üzerine deneysel bir çalışma gerçekleştirilmiştir [17]. Çalışmada, tek alev borulu bir yanma odası göz önünde bulundurulmuş, yakıt olarak kerosen kullanılmıştır. Hava debisinin değişimi, yanma odası girişindeki hava sıcaklığına, basıncına ve hızına göre tarif edilen bir parametre vasıtasıyla incelenmiştir Çalışmada, tam yük şartı ve toplam ekivalans oranının 0.3 olması durumunda, birincil bölge ekivalans oranının NO_X ve CO emisyonu üzerindeki etkileri incelenmiştir. Birincil bölge ekivalans oranının 0.94'ten 0.8'e düşürülmesi, ısıl NO_X oluşumunun sıcaklıkla üssel olarak artması ve kalma zamanına bağlılığı nedeniyle, NO_X emisyonunu yaklaşık %50 azaltmıştır. NO_X oluşumunun aksine, fakir şartlardaki birincil bölge ve kısa kalma süreleri CO oluşumunu artırmıştır. Sonuç olarak tam yük şartlarında, birincil hava miktarının artışıyla daha fakir hale gelen yanma odası birincil bölgesi, NO_X emisyonunu azaltırken; CO ve yanmamış hidrokarbon (UHC) oluşumuna neden olarak verimin azalmasına neden olmuştur. Yakıta eklenen hidrojen, CO_2 emisyonun azalmasına katkıda bulunmuştur. Hidrojenin ısıl değerinin, fosil yakıtlardan yüksek olması nedeniyle bu durum gerçekleşmektedir.

2014 yılında Dias vd. [18] gaz türbini yanma odası dizaynının yanma performansı için oldukça önemli olduğunu savunmuşlar ve konuyla ilgili bir çalışma yapmışlardır. 600 kW'lık bir gaz türbini örneği için yapılan sayısal simülasyonda, Ansys CFX yazılım programı kullanılmıştır. Makalede Lefebvre'nin gaz türbini yanması üzerine yapmış olduğu analitik yaklaşımların üzerinde durulmuştur. Yanma odası birincil hava girişinin önüne konik biçiminde burun eklenmiştir. Ve böylece mevcut normal geometriyle

kıyaslamalar yapılmıştır. Kıyaslamalarda hız dağılımı, sıcaklık dağılımı ve NO_X dağılımı gösterilmiştir. Eklenen buruna benzer aparatla yanma performansı etkisi hesaplanmıştır. (Şekil 1.8)



Şekil 1.8 Aparatlı yanma odası dizaynında sıcaklık dağılımı[18]

Yakıt olarak hidrojen kullanılan bir gaz türbininde zengin-fakir karışımlı yanma şartlarındaki NO_X oluşum karakteristikleri, Shudo ve Mizuide [19] tarafından deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. İncelenen gaz türbini yanma odası, Kawasaki S5A-01 gaz türbini yanma odasından modifiye edilmiş ve test için referans yakıt olarak metan kullanılmıştır. Hesap modeli zengin karışım, fakir karışım ve bu iki bölgenin karışımından oluşan bölge olmak üzere üç bölgeli karışım şeklinde oluşturulmuştur. İncelenen tüm zengin karışım girişlerinde, toplam ekivalans oranları azaldıkça NO_X oluşumu artmıştır. Bu şartlarda metan için inceleme yapıldığında, oluşum karakteristiğinin benzer değiştiği ancak oluşan NO_X miktarının daha fazla olduğu belirlenmiştir. Hesap modelinde ise yine NO_X oluşumu, yakıt fazlalık katsayısının 1.5 değerinin altındaki değerlerde sert bir şekilde artmaktadır. Çalışmada, ele alınan sistemde metanın yerine yakıt olarak hidrojen kullanılmasının NO_X emisyonu azalttığı sonucuna ulaşılmıştır.

Yılmaz'ın çalışmasında [20] , hidrojen-metan karışımlı kompozit yakıtların yanma ve emisyon performansı deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Deneysel çalışmada, krom-nikel çelikten imal edilmiş model bir yanma odasının farklı eksenel mesafelerinden açılan ölçüm yerlerinden radyal sıcaklık dağılımları belirlenmiştir. Deneylerde farklı miktarlarda hidrojen içeren iki kompozit yakıt, iki farklı ısıl güç (40 ve 60 kW) ve iki farklı

hava fazlalık değeri (λ=1,2 ve λ=1,7) kullanılmıştır. Deneysel çalışmada, hidrojen miktarının artması ile maksimum alev sıcaklığının arttığı, CO miktarının azaldığı ve H_2O miktarının arttığı belirlenmiştir. Ayrıca, tüm deneylerde hava fazlalık değerinin artması ile alev sıcaklığı azalmıştır. Bu çalışmada kullanılan kompozit yakıtlar için en uygun hava fazlalık değerinin 40-60 kW ısıl güç şartlarında 1,2 olduğu belirlenmiştir. Deneysel çalışmalardan önce yukarıda belirtilen kompozit yakıtlar ve farklı hidrojen yüzdesine sahip çok geniş karışım oranlı hidrojen-metan kompozit yakıtların yanmasının sayısal simülasyonu gerçekleştirilmiştir. Sayısal simülasyonda elde edilen tahmin sonuçlarının deneysel verilerle uyumlu olduğu belirlenmiştir. Ayrıca %70'den daha az miktarda hidrojen içeren kompozit yakıtın gaz brülörlerinde ve yakıcılarda önemli herhangi bir düzenlemeye gerek kalmadan verimli olarak kullanılabileceği belirlenmiştir.

Bozza vd.'nin çalışmasında [21], çeşitli şartlarda elde edilen dekarbonize yakıtlarla ve doğalgazla çalışan sistemin karşılaştırılması yapılmış, yanma odasında oluşan NO_X emisyonları ve sıcaklık dağılımları belirlenmiştir. Reformasyon sıcaklığı artıkça hidrojen miktarı artmış ve böylece adyabatik alev sıcaklığı artmıştır. Isıl NO oluşumunun sıcaklıkla üssel olarak artması nedeniyle, hidrojen oranı artan yakıt karışımında, oluşan NO_X miktarı artmıştır.

Jiang ve Campbell 2005'de [22], yakıt olarak propan kullanılan difüzyon alevli bir yanma odası için hız ve sıcaklık dağılımlarını, konjuge ısı transferini sayısal ve deneysel olarak incelemiş, çalışmada üç farklı yanma modeli (EDS, EDS-finite rate, PDF) ve RNG k-ε türbülans modeli kullanarak model değerlendirmesi yapmışlardır. Kullanılan üç yanma modelinde, detaylı akış yapısı ve hız profilleri için kabul edilebilir sonuçlara ulaşılırken, EDS-finite rate modeliyle elde edilen sıcaklık dağılımlarında makul sonuçlara ulaşılamamıştır. EDS ve PDF yanma modeli kullanarak belirlenen NO değerlerinde, deneysel sonuçlarla karşılaştırıldığında, diğer yanma modeline göre makul sonuçlara ulaşılmıştır. Çalışmada, yanma odası içerisinde belirlenen NO oluşum bölgesinin daha fazla incelenmesi gerektiği, kullanılan NO modellerinde ise modifikasyonun gerektiği vurgulanmıştır.

1.2 Tezin Amacı

Bu tez çalışmasıyla gaz türbinlerinde performans artırımı ve çevreye verilen zararlı kirleticileri önlemek için yanma odasının etkisi incelenecektir. Gaz türbini yanma odası üzerinde durulan bu çalışmada, yanma veriminin yükseltilmesi için geçmişte yapılan deneysel çalışmalar da göz önünde bulundurularak çeşitli parametrelerin etkileri incelenecektir. Yanma ile oluşan NO_X ve CO emisyonlarının zararlı etkisini en aza indirebilmek için parametreler incelenecek ve optimum değereler tespit edilmeye çalışılacaktır.

Bu tezde bir yandan analitik yaklaşımlarla bir yandan da Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) simülasyonu çalışmasıyla istenilen ve hedeflenen bir yanma oluşturulmaya çalışılacaktır. Boru (Can) tipi diye tabir edilen gaz türbini yanma odasının iki boyutlu modellemesi yapılacaktır. Bu modelle, yanma odasının malzeme ve parçalarının yüksek sıcaklıklara maruz kalıp hasara yol açacak etmenleri tespit edilecektir. Çalışmanın genelinde kullanılan metan yakıtının, ayrıca etan ve propan ile yanmaya etkileri ve yanma sonuçları kıyaslanacaktır. Metan yakıtının farklı ekivalans oranlarındaki etkileri ayrıntılı olarak incelenecektir. Isıl güç farkı, soğutma havası etkisi ve radyasyonla ısı transferi etkisi sonuçları incelenecektir. Ayrıca sayısal çalışmayla elde edilecek sonuçlar, tezin içerisinde ayrıntılı olarak verilecek birkaç analitik yaklaşımla NO_X ve CO emisyon değerlerinde kıyaslama yapılacaktır.

1.3 Hipotez

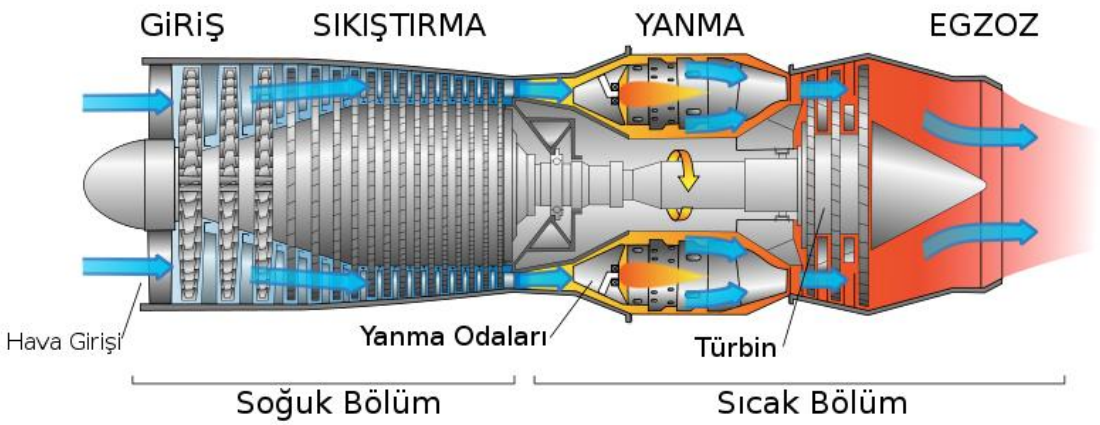
Gaz türbinlerinde yanma odası modellenmesi hem ekonomik yönden hem de çevresel etkisi yönünden düşünüldüğünde büyük bir öneme sahiptir. Gaz türbinleri yapım maliyetleri ve deneysel çalışma ekipmanları oldukça masraflı olduğundan, yanma odalarında yapılacak modellemeler ile verimi etkileyecek tüm parametreler analiz edilmelidir. Gelişen bilgisayar teknolojileri sayesinde bu tür modelleme çalışmalarıyla istenilen yanma performansı sağlanabilir. Ayrıca tüm parametreler incelenerek çevreye daha az zararlı bir yanma odası bilim dünyasına sunulabilir.

BÖLÜM 2

GENEL KAVRAMLAR

2.1 Gaz Türbinleri Termodinamik Çevrimleri

Çağın modern ve yüksek performanslı makinelerinden biri olan gaz türbinleri, temel olarak kompresör, yanma odası ve güç türbininden oluşmaktadır. Bu ana bileşenlere ek olarak rejeneratör, soğutucu ve hava ısıtıcılarını da ekleyebiliriz. Temel bir gaz türbininin başlıca termodinamik çevrimi şu şekildedir:



Şekil 2.1 Temel bir gaz türbini

(Şekil 2.1) deki gibi basit bir gaz türbininin çalışmasını prosesler üzerinde incelersek:

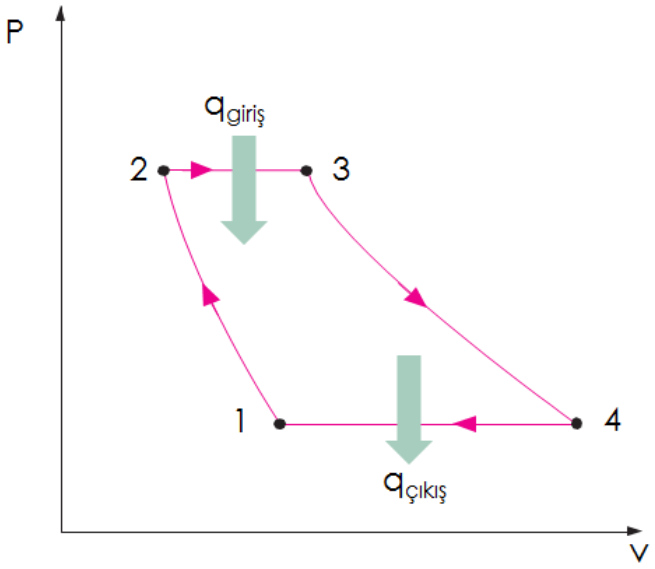
1-2: Sabit entropide sıkıştırma (Kompresörde); Atmosferden alınan havanın, kompresör giriş kısmından emilerek basıncı arttırılır ve hava yanma odasına sevk edilir. Bu proseste basınç artar, sıcaklık artar, hacim küçülür.

2-3: Sabit basınçta yanma (Yanma odasında); Yakıt nozulları vasıtasıyla sıkıştırılmış hava üzerine yakıt püskürtülür ve bu karışım bir buji vasıtasıyla yakılır. Bu proseste sıcaklık artar, hacim artar, basınç sabittir.

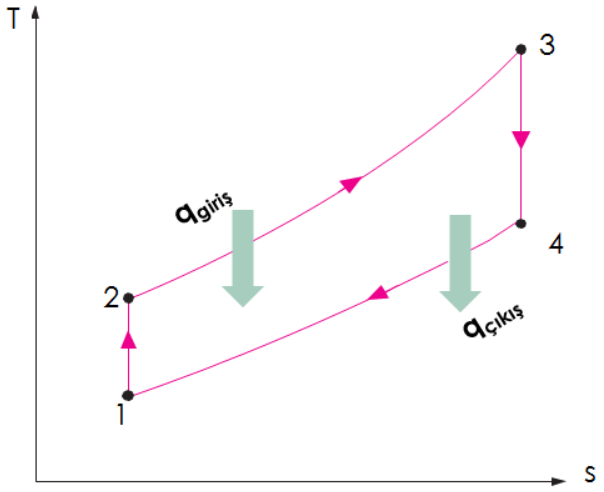
3-4: Sabit entropide genişleme (Türbinde); Isınan ve hızla genleşen gazlar yanma odasından çıkarak türbin rotoruna sevk edilir. Türbin hareketli(rotor) ve sabit kanatları (stator) arasından geçen gazlar taşıdıkları termal ve kinetik enerjilerini mekanik enerjiye dönüştürürler. Bu proseste hacim artar, sıcaklık ve basınç düşer.

4-1: Sabit basınçta atmosfere çıkıştır. Atmosfer basıncına kadar genişlemiş olan gazlar üzerlerinde bir miktar termal enerji olduğu halde atmosfere egzoz edilir. Bu proseste basınç sabittir, sıcaklık ve hacim düşer.

(Şekil 2.2) ve (Şekil 2.3) de bu prosesleri P-V ve T-S diyagramı üzerinden ayrıntılı bir şekilde görebiliriz:



Şekil 2.2 Gaz türbini basınç-hacim diyagramı



Şekil 2.3 Gaz türbini çevrimi sıcaklık-entropi diyagramı

Sisteme verilen ısı:

$$q_{giriş} = h_3 - h_2 = c_p(\mathrm{T}_3 - \mathrm{T}_2) \tag{2.1}$$

Sistemden atılan ısı:

$$q_{çıkış} = h_4 - h_1 = c_p(\mathrm{T}_4 - \mathrm{T}_1) \tag{2.2}$$

Çevrimin ısıl verimi:

$$\eta_t = 1 - \frac{c_p(\mathrm{T}_4 - \mathrm{T}_1)}{c_p(\mathrm{T}_3 - \mathrm{T}_2)} \tag{2.3}$$

1-2 izentropik prosesi boyunca kompresörün işi:

$$w_c = h_2 - h_1 \tag{2.4}$$

Yanma odasında sisteme verilen ısı:

$$q_{giriş} = h_3 - h_2 \tag{2.5}$$

Türbinin işi:

$$w_t = h_3 - h_4 \tag{2.6}$$

Dışarıya atılan ısı:

$$-q_{çıkış} = h_4 - h_1 \tag{2.7}$$

Türbin işi ile kompresör işi arasındaki fark, net işi verir. Ayrıca sisteme verilen ısı ile dışarıya atılan ısı arasındaki fark da net ısıyı verecektir. Bunu ifade edersek:

$$\eta_t = \frac{w_{net}}{q_{giriş}} = \frac{q_{net}}{q_{giriş}} \tag{2.8}$$

$$w_{net} = (h_3 - h_4) - (h_2 - h_1) \tag{2.9}$$

$$q_{net} = (h_3 - h_2) - (h_4 - h_1) \tag{2.10}$$

$$w_{net} = q_{net} \tag{2.11}$$

Böylece, çevrimin ısıl verimi:

$$\eta_t = 1 - \frac{h_4 - h_1}{h_3 - h_2} \tag{2.12}$$

olur.

Gaz türbinleri yanma odasında ilk olarak buji vasıtasıyla başlatılan yanma ile meydana gelen sıcak gazlar, türbin üzerinde genleşirken ısı enerjisini mekanik enerjine dönüştürür. Türbinin dönmesi ile aynı safta bağlı olan kompresör dönmeye devam eder. Kompresörden yanma odasına sevk olunan hava, üzerine yakıt püskürtülerek yanmakta olan karışım ile alevlenerek yanma işlemine devam eder. Bu işlem arkadan gelen hava-yakıt karışımları için sürekli olarak devam edegelir. Böylece türbinin dönmesiyle birlikte türbinin diğer ucundan güç elde edilir ve bu çıkış başladıktan sonra olay; sürekli, kararlı, ve kendini devam ettirecek bir şekle dönüşür.

Gaz türbinlerinin termodinamik etüdünün yapımını başlıca birkaç kabulle birlikte oldukça kolaylaştırabiliriz. Bunlar:

- Yanmayı soğutucu ikincil ve dilüzyon havaları alındığından dolayı oldukça fazla hava (normal yanmaların 4 katı civarı) atmosferden alınır. Böylece hava/yakıt

oranı (60/1 civarı) içinde yakıt kütlesi hava kütlesine nazaran ihmal edilebilir ve sistem giriş-çıkış debisi sabittir.

- Akışkan olarak kullanılan hava, ideal gaz koşullarını sağlar ve çevrim boyunca bileşimi ve özgül ısısı değişmez kabul edilir.
- Atmosfere çıkış sıcaklığı yüksek olduğu için yoğunlaşabilecek ürünlerde gaz olarak çıktığı kabul edilir.
- Akım sürekli olduğu için muayyen kesitlerdeki akış hızı sabit ve homojendir. Kesit geçişlerindeki basınç kayıpları ve kinetik enerji farkları ihmal edilebilir.

2.2 Kompresörler

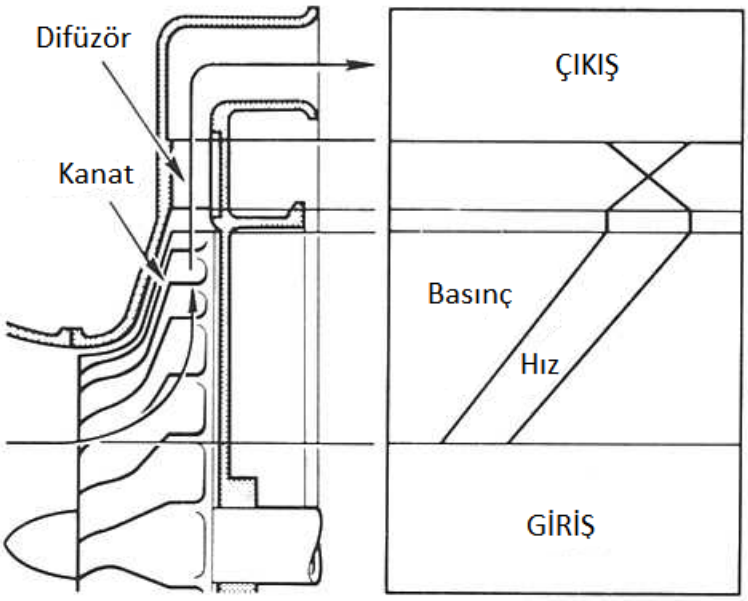
Kompresörler, atmosferden aldığı havayı sıkıştırarak havanın basıncını yükselten cihazlardır. Pompa ile benzer fonksiyonda çalışırlar. Kompresörlerdeki havanın sıkıştırılması nedeniyle meydana gelen giriş çıkış arasındaki kinetik enerji değişimi ihmal edilebilir. Genelde kademeler arasında hava soğumaya maruz kaldığından dolayı kompresörlerdeki ısı artışı da ihmal edilebilir. Bir gaz türbini kompresörü, atmosferden aldığı havayı sıkıştırarak istenilen yükseklikte basınca ulaştırabilir. Yüksek basınçlı bu hava, yanma odasına sevk edilir. Yakıtın yakılmasıyla meydana gelen sıcak gazlar, türbin üzerinde genleştirilerek türbin rotorunu çevirirler ve çıkış şaftından faydalı iş ortaya çıkar. Yanma odasında açığa çıkan enerji, kullanılan hava miktarı ile doğru orantılıdır. Bu nedenle kompresörün verimli çalışması toplam sistem verimini oldukça etkilemektedir. Günümüzde kompresörler 10'dan 30'a kadar ulaşan sıkıştırma oranları ve %92'lere ulaşan çalışma verimleri ile 350 Lb/sn debiye ulaşan kapasiteleri ile hava akımları sağlamaktadırlar.

Günümüz modern çevrimlerine basınçlı hava veya akışkan üreten kompresörler :

- Santrifüj akışlı kompresörler
- Eksenel akışlı kompresörler
- Pozitif deplasmanlı
- Serbest pistonlu kompresörler olmak üzere başlıca dört sınıfa ayrılmaktadır.

Santrifüj akışlı kompresörler, merkezkaç pompalarla eş yapıdadırlar. Kompresör impeleri döndürüldüğü zaman hava, pompa keysi merkezi keys içine emilir. Yüksek devirle dönme

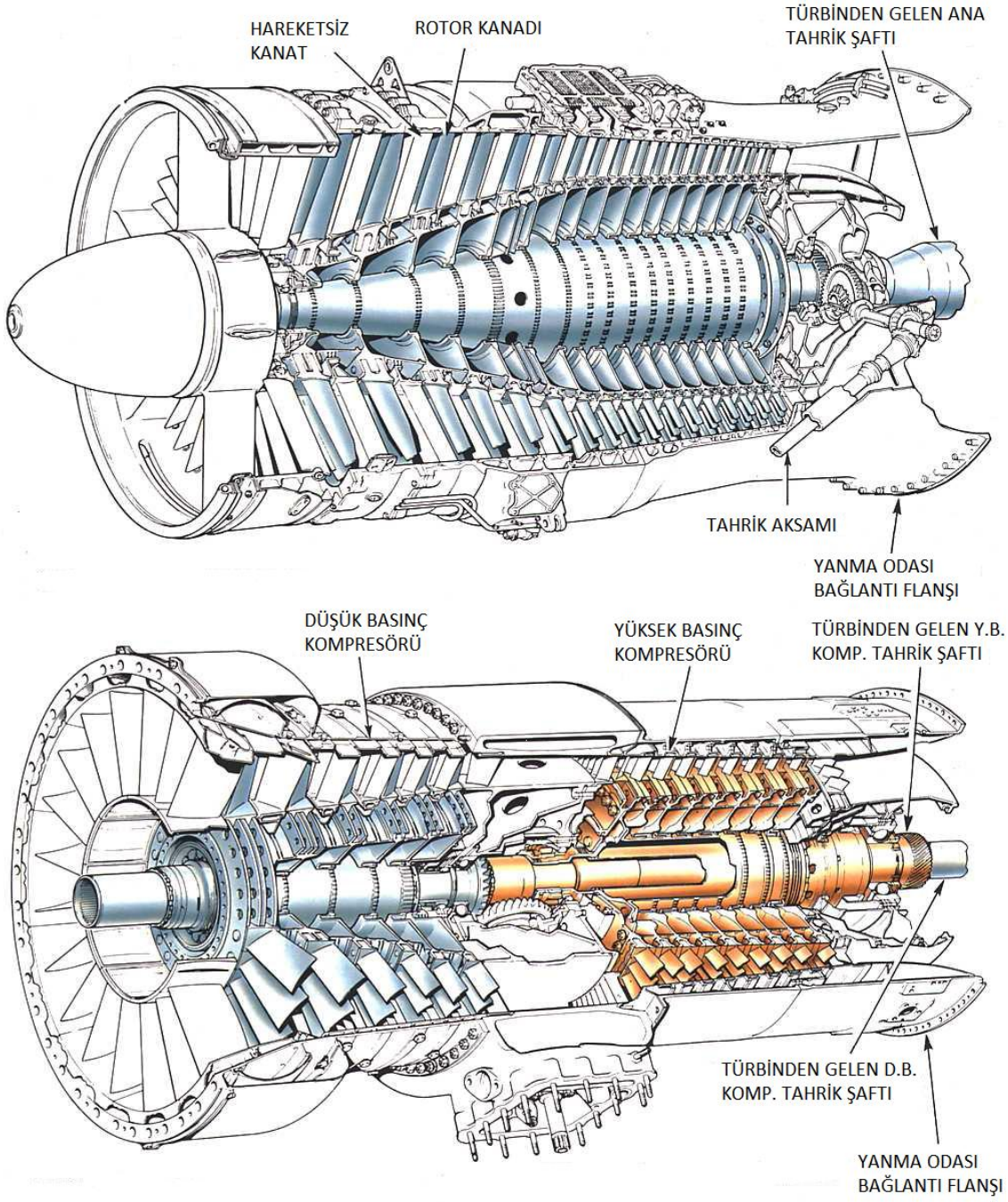
nedeniyle hava, impeler kanatlarında kazandığı büyük miktardaki merkezkaç kuvvetle çevreye doğru savrulur. Pompa keysine bağlı çemberdeki difüzörlerden geçişi sırasında hızı veya kinetik enerjisi, basınç ya da potansiyel enerjiye dönüştürülen hava, birincil veya ikincil hava olarak yanma odasına verilir. Basınç oranının 4/1'i geçmediği tesislerde santrifüj kompresörler kullanmak avantajlıdır. Bu gibi yerlerde genel olarak tek kademeli merkezkaç kompresörler kullanılır. Fazla miktarda hava kullanılması gereken, fakat basınç oranının 4/1'i geçmediği tesislerde, çok kademeli santrifüj kompresörlerden de yararlanılabilir. Bu tür kompresörlerin birinci kademe impelerinde, basıncı bir miktar yükseltilen hava; ikinci kademe impelerinde gerekli basınca kadar sıkıştırılmaktadır. Yani birinci kademenin çıkış basıncı, ikinci kademenin giriş basıncı olmaktadır. Santrifüj kompresörlerde, çok nadir olarak geri veya öne kıvrık kanatlar kullanılır. Genel olarak bu cihazlarda düz radyal kanatlardan yararlanılmaktadır. Santrifüj kompresörlerin 2/1-10/1 değerleri arasındaki basınç oranlarında verimleri %75-%84 dolaylarındadır. Bu bakımdan 4/1'den daha yüksek basınç oranları gerektiğinde santrifüj kompresörler yerine, eksenel akımlı kompresörler kullanılır.



Şekil 2.4 Santrifüj akışlı kompresörle boyunca hız ve basınç değişimi [23]

Eksenel akışlı kompresörlerde hava, rotorun yatay ekseni boyunca akışı sırasında sıkıştırılır. Havanın basıncı, rotor üzerine donatılmış hareketli ve kompresör keysine bağlı sabit kanatlar yardımıyla kademe kademe yükseltilir. Yapıları bakımından eksenel

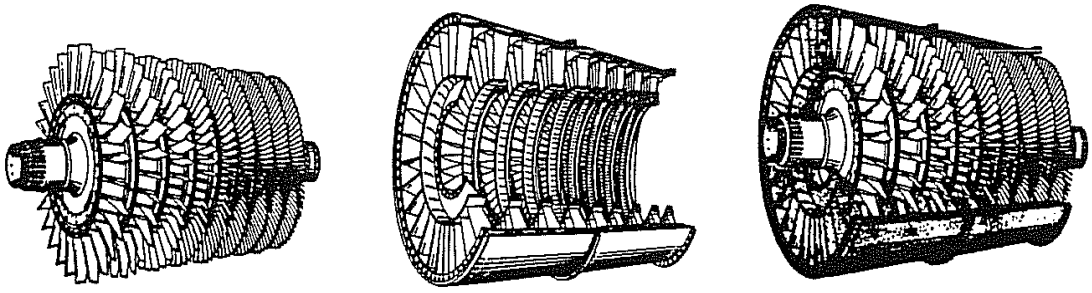
hareketli kompresörleri, ters reaksiyon türbinlerine benzetmek mümkündür. Sabit ve hareketli kanatlar birer difüzör görevi yapmaktadır. Kompresörlerde kanat profilleri, aerodinamik bir biçimde yapılmaktadır. Eksenel akımlı hava kompresörlerinde 8/1'e kadar olan basınç oranlarında %88'e varan verim sağlanabilmektedir. Daha yüksek basınç oranlarında verim düşmeye başlar. Yüksek verimli olmaları avantajının yanı sıra; yapımlarının zorluğu ve yüksek maliyetli olmaları bu tür kompresörlerin dezavantajıdır.



Şekil 2.5 Örnek bir eksenel akışlı kompresör [23]

Pozitif deplasmanlı, günümüz gaz türbini tesislerinde yaygın olarak kullanılmamaktadır. Bunun nedeni; aşırı gürültü oluşturmaları ve devir sayılarının sınırlı oluşudur. Bu yüzden devir düşürücü dişli donanımları gerektirmekte ve dolayısıyla kompresörü çeviren türbinin kademe sayısını da artırmaktadır. Böylece tesisin karmaşık bir durum alması, imalatın zorlaşması, maliyetin artması vb. gibi olumsuzluklar ortaya çıkmaktadır. Bu kompresörler, vida pompalara veya "IMO pompaları"na benzemektedir. Bir keys içinde birbirine zıt yönde döndürülen iki rotor bulunmakta ve bu rotorlardan biri gaz türbini tarafından döndürülmekte, diğer rotor dişli bir mekanizmadan hareket almaktadır. Serbest pistonlu kompresörler, iki stroklu bir dizel motoru gibi çalışan bu makinelerde, kompresör pistonlarının kendi silindiri içindeki hareketleri sonucu, yüksek basınç ve sıcaklıkta hava üretilmekte ve bu hava dizel silindirlerinde yakıtın yakılması ve türbinlerde genişletilecek gazın üretilmesinde kullanılmaktadır.[42]

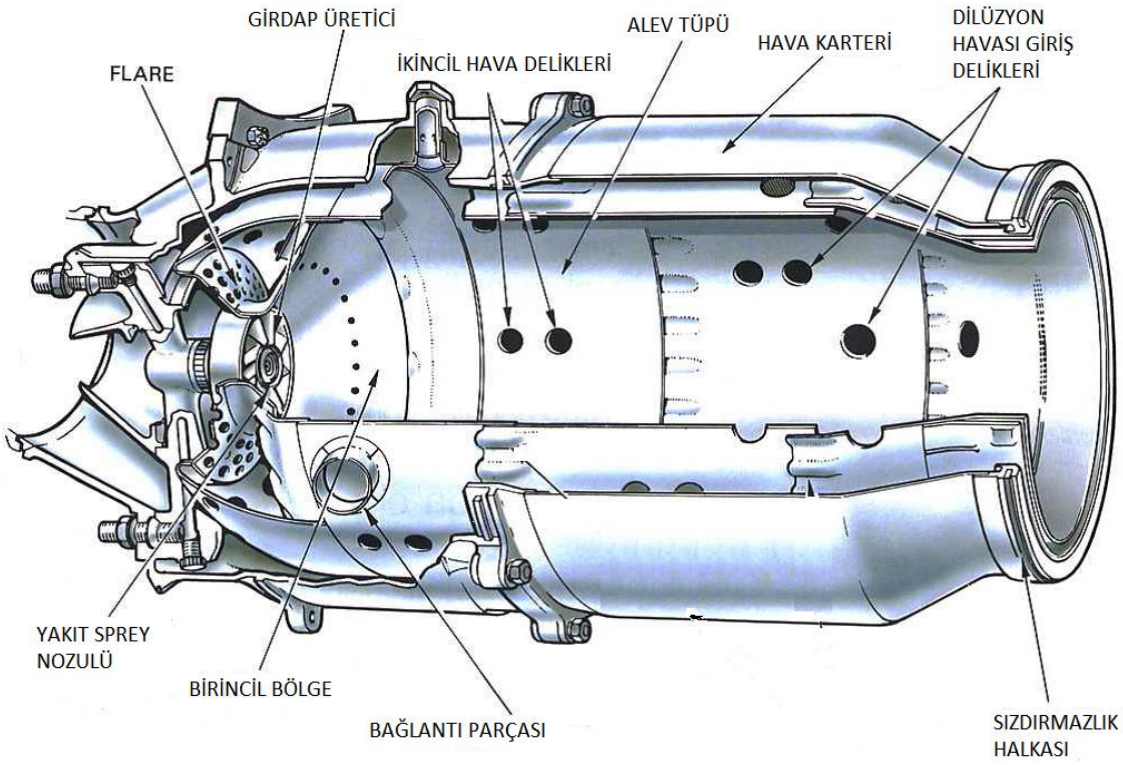
Kompresörler bir gaz türbini sisteminin en düşük verimle çalışan elemanlarıdır. Zira elde edilen işin büyük bir kısmı kompresörün çevrilmesi için harcanır. Yani bundan dolayı, gaz türbinlerinin az yakıt sarf ederek sorunsuz çalışabilmesi için büyük miktarda havayı az kayıpla kesintisiz olarak yüksek basınçlara kadar sıkıştırabilen kompresörler gerekmektedir. Buradaki kompresörler için müşterek çalışma prensibi atmosfer havasının basıncını arttırırken havanın süratini arttırıp bu sayede hava kütlesine kinetik enerji kazandırmaktır, yüksek süratli havayı difüzör üzerinden geçirerek yavaşlatma ve bu sayede kinetik enerjiyi statik basınç yükselmesine çevirmektir. Bu işlemin gerçekleştirilmesinin ortaya çıkmasının sebebi, nozullarda hızlanan akışın aksine yavaşlayan bir akışın meydana gelmesidir.



Şekil 2.6 Kompresörün hareketli ve hareketsiz kanatlarıyla iç görünüşü

Kompresörler içindeki akış, gerek santrifüj akışlı, gerekse eksenel akışlı kompresörler, hava akışındaki değişikliklere karşı çok duyarlıdırlar. Bunun sebebi, verilen bir basınç oranı, devir hızı ve hava akışı için sadece tek bir optimum çalışma aralığına sahip olmalarıdır. Buna tasarım noktası denir. Tasarım noktasında, kompresördeki hava akışında mükemmel bir uyum vardır.

2.3 Yanma Odası



Şekil 2.7 Bir gaz türbini yanma odası yapısı[23]

Gaz türbinlerinde yanma odaları, gaz türbininin en basit yapıya sahip bileşenidir. Bununla beraber üzerinde çalışılan en çok elemanıdır. Dizaynı ve geliştirilmesi için birçok teorik çalışmalarda bulunulmuştur. Fakat yanma odaları, teorik çalışmalardan ziyade deneysel ve pratik çalışmalarla ayrıca uzun sürede kazanılan tecrübelere göre dizayn edilmektedir. Yanma odasının görevi kısaca, çalışma akışkanı olan havaya termal enerjiyi kazandırmaktır. Bu maksat için yakıt, yanma odasında doğrudan doğruya yüksek basınçtaki çalışma havası içinde yakılır. Çalışma değerlerini söyle özetleyebiliriz: yanma odası giriş sıcaklıkları kompresör basınç oranına bağlı olarak basit gaz türbini için 400-800 K, rejeneratörlü gaz türbini için 650-850 K düzeyindedir. Yanma odası çıkış sıcaklıkları

sanayi tipi ağır gaz türbinlerinde 920-1100 K , uçak gaz türbinlerinde ise 1100-1600K civarında olup bunun 1100-1700 K seviyesine çıkartılması için çalışmalar yapılmaktadır. Yanma odasındaki hava basıncı tam yük için ufak gaz türbinlerinde 45 psia, büyük ve komplike gaz türbinlerinde ise 370 psia düzeyindedir. Gaz türbinlerinin saniyede birkaç yüz litreye varan miktarlarda hava kullanılması, çalışma havasına çok küçük bir hacimde büyük miktarlarda termal enerji beslemesini gerektirir. Çalışma akışkanının endirekt ısıtıldığı buhar kazanlarında açığa çıkan termal enerji ise 7-100 Btu/ft/sn arasındadır. Dolayısıyla yanma odalarında meydana gelen sıcaklıklar da çok yüksek olup yanmanın cereyan ettiği bölgedeki alev sıcaklığı 1950-2200K civarındadır. Yüksek alaşımlı çeliklerin bile eriyeceği bu sıcaklıklar için yanma odası çeperinin maruz kalacağı yüzeylerinde birtakım önlemlerin alınması gerekir. Bu nedenle yanma odasında beslenen havanın 1/3 'ünden az kısmı yanma için kullanılırken kalan büyük kısmı yanma odası cidarlarını materyalin müsaade edeceği sıcaklığa soğutmak için kullanılır[23].

2.3.1 Yanma Odası İçin Gerekli Özellikler

Gaz türbinlerinden yüksek verim ve güzel sonuçlar alabilmemiz için yanma odası işlemine oldukça ehemmiyet verilmesi gerekir. Yapılan yanma odası çalışmalarıyla maksimum fayda ve minimum zarar elde etmek isteriz. Bu durumda bir yanma odasının nasıl olması lazımdır? Bu sorunun cevabını vermek gerekirse iyi bir yanma odası için gerekli olan özelliklerin bir kaçını aşağıdaki gibi sıralayabiliriz:

- Düşük maliyetli ve kolay üretim
- Minimum basınç kaybı
- Düşük duvar sıcaklığı
- Kısa alev boyu
- Yüksek yanma verimi
- Ateşleme kolaylığı
- Çıkış sıcaklığı düzgünlüğü
- Yanma kararlılığı (sürekliliği)
- Temiz egzoz ve düşük kirletici emisyon

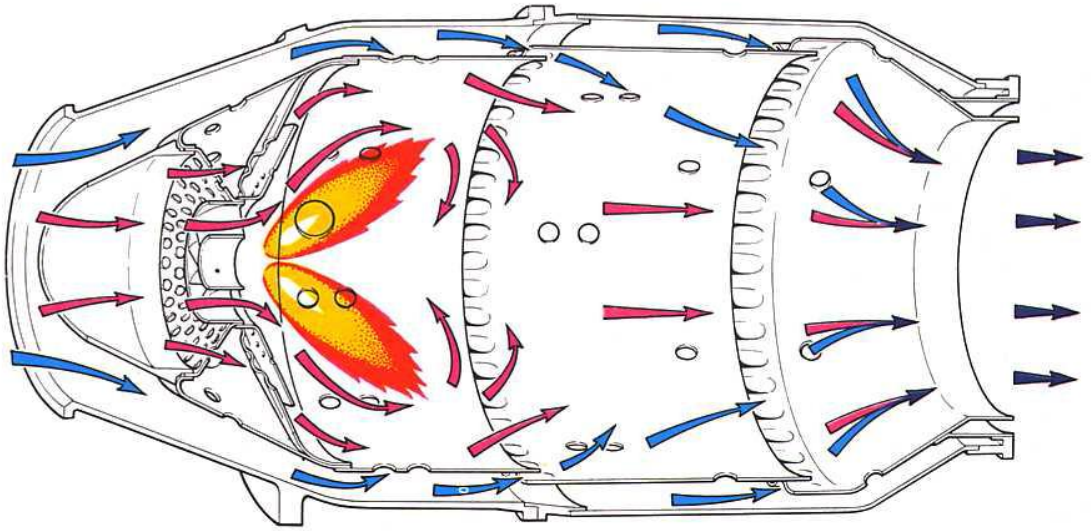
Bu özelliklerin bazıları doğrudan gaz türbini performansını etkileyen özelliklerdir. Yanma verimi yakıt sarfiyatını, basınç kaybı ise hem yakıt sarfiyatını hem de gaz türbininden elde edilen net işi etkiler. Basınç kaybının minimum seviyede muhafazası için kısa yanma odası boyu ve düşük akış miktarı kullanılması gerekir. Kısa yanma odası boyu türbin kanatlarının aleve maruz kalmasına sebep olur, bundan dolayı bu etkeni de göz ardı etmemek gerekir. Diğer taraftan yanmanın iyi olması için hava miktarının belirli limitler içinde olması lazımdır. Ayrıca hava akış hızı çok yüksekse alev türbin girişine doğru kayacak, hava hızı çok düşükse alev nozul ucuna doğru geri teperek sönecektir. Dolayısıyla bunlar birbiri ile çelişkili özelliklerdir. Çıkış sıcaklığının düzgünlüğü faydalanılabilen türbin giriş sıcaklığını belirleyeceği için gaz türbininden elde edilen net işi etkiler. Sıcaklık dağılımı muntazam değilse ortalama türbin giriş sıcaklığı düşecek, bu ise gaz türbini performansını etkilememekle beraber kararlı çalışma ve uzun bir çalışma ömrü için gerekli özellikler olup eşit derecede önem taşımaktadırlar. Yanma kararlılığı, geniş bir yakıt/hava oranı bölgesinde yanmanın dengeli olması ve rölantiden tam yüke kadar ki yük değişmelerinde yanmanın kaybolmaması anlamını taşır. Ateşlemenin gecikmesi sebebiyle yanma odasında birikecek yakıtın meydana getireceği sıcak starta mani olmak için ateşleme kolaylığı veya pozitif ateşleme özelliği gereklidir. Yanma odasında uzun bir çalışma ömrü sağlamak için düşük materyal sıcaklığı sağlamak gerekir. Ve bu ancak yanma odası cidarlarında soğutma uygulamasıyla mümkündür. Ayrıca yanma odası bünyesinde açığa çıkarılacak enerjinin fazla olması için büyük sıcaklık farklılıklarının bulunması istenir. Bu durum yanma odasının çatlamalara ve deforme olmasına sebep olur. Yanma odasında karbon birikimi, birikimin meydana geldiği bölgelerin sıcak gaza maruz kaldığı yerlere nazaran daha düşük sıcaklıkta olmasına ve dolayısıyla lokal deformasyonlara sebep olur. Bunun yansıra kopabilecek karbon parçaları türbin kanatlarının tahrip olmasına sebep olabilir. Temiz egzoz, minimum çevre kirliliği için istenilen bir özelliktir ve doğrudan doğruya yanma odasındaki yanma işlemiyle ilgilidir. Burada belirtilen bu özelliklerin çoğu birbirinden bağımsız olmasına rağmen ters ilişki içerisindedir. Bundan dolayı gaz türbini yanma odası dizaynı yapılırken bu parametrelerin hepsi göz önüne alınarak bir çalışma yapılması gereklidir.

2.3.2 Yanma Odası Yapısı ve Özelliği

Gaz türbinleri yanma odası için gerekenler hakkında kısaca bahsettik. Geçmişten günümüze kadar çok farklı tip ve dizaynlara sahip yanma odaları kullanılmıştır. Bunların hepsi aynı fonksiyonu benzerde olsa birbirlerinden biraz daha farklı icra etmişlerdir. Kısaca yanma odasındaki işlemi özetlersek, yakıt bir nozul vasıtasıyla atomize edilerek yanmanın ve alev stabilizesinin meydana geldiği bölgeye püskürtülür. Bu bölgeye gelen hava ve yakıt alevle karışarak yanma sürdürülür. Daha sonra, yüksek sıcaklıktaki yanma gazları kalan havayla karışarak türbin girişinde muntazam sıcaklık değişimi sağlanır. Bu amaca yönelik yapılan gaz türbini yanma odası dizayn ve modelleme çalışmalarındaki ufak değişiklikler, çıkan emisyon ve yanma verimi başta olmak üzere birçok sonucu epeyce değiştirmektedir. Bu sebeplerden dolayı, modelleme çalışmalarından önce gaz türbinleri yanma odasının yapısını ve özelliğinin tam bir şekilde bilinmesi gerekmektedir.

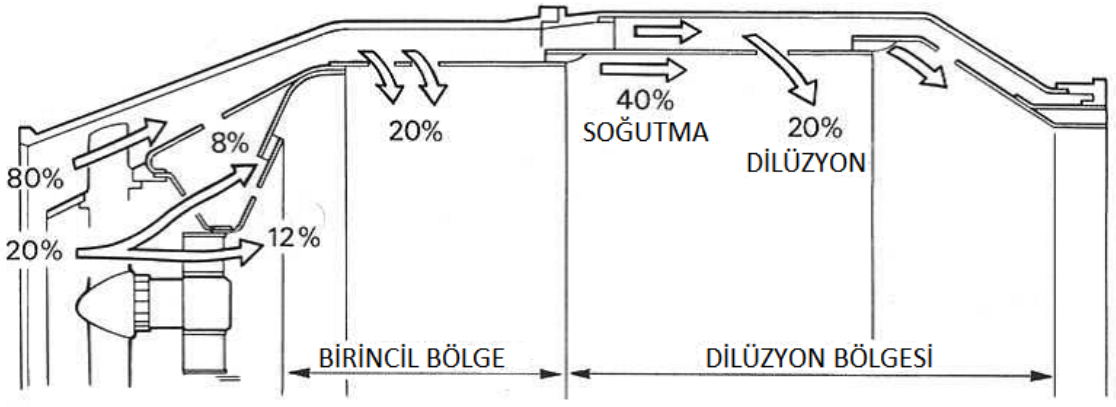
2.3.3 Yanma İşlemi

Gaz türbinleri yanma odasında yanma işlemi çeşitli adımlardan oluşur. Şöyle ki, atmosferden kompresörlere alınan hava, kompresör basınç oranına göre bir miktar sıcaklığı artmış olur. Sıkıştırılmış ve sıcaklığı bir miktar artmış olan hava yanma odasına girer. Yakıt nozulları, yakıtı hava akışının merkezine doğru belli bir girdap sayısına göre püskürtürler. Yakıt buharlaşarak hava akışına karışır. Bujiler yardımı ile ilk ateşleme yapılarak yanma işlemi başlamış olur. Yanma başladıktan sonra, yakıt ve hava temini kesintisiz olarak devam ettiğinden dolayı ateşleme işlemi durur. Bujiler sadece ilk tutuşturma için kullanılır sonrasında sürekli ve kararlı bir akışa sahip olan gaz türbini yanma odasında yanma süre gelir. İstenilen bir yanma olması için önemli iki etken vardır bunlar: Doğru hava/yakıt karışım oranı ve hava hızının tam yanmayı sağlayabilecek yavaşlıkta olmasıdır. Tam yanma için, hava yakıt oranına 15/1 civarı diyebiliriz.



Şekil 2.8 Boru tipli yanma odasında yanma işlemi [16]

Diğer yanma olaylarına nazaran gaz türbinlerinde yanma olayı biraz farklı gerçekleşir. Kompresörden gelen havanın hepsi yanmaya katılmaz. Kompresörden gelen hava birincil, ikincil ve dilüzyon havası olarak ayrılır. (Şekil 2.9)'da gösterildiği gibi, kompresörden gelen havanın %20-%25 civarı birincil hava akışı olarak yanma odasına girer ve bizzat yanma için kullanılır. Diğer %75-%80 havanın oluşturduğu ikincil ve dilüzyon hava akışı yanma odasının birincil bölgesine uğramadan ikincil ve dilüzyon bölgesinde sıcak gaz ile karışır.



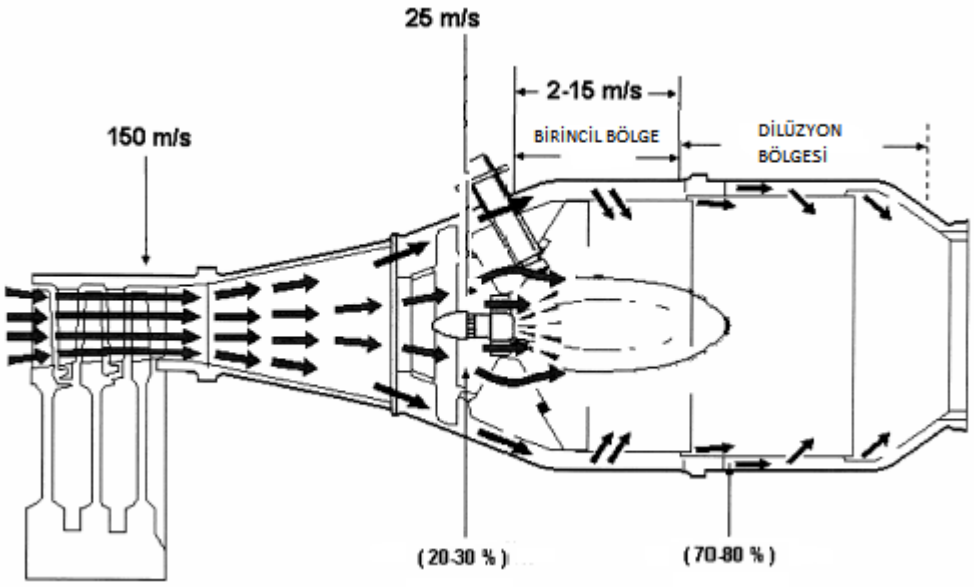
Şekil 2.9 Gaz türbini yanma odasında hava akışı [16]

Birincil bölge, alevin stabil olduğu yerdir. İkincil havanın bir kısmı, birincil bölgede alevi, yanma odası çeperinden (duvarından) uzak tutmak için kullanılır. Alev sıcaklığının 2000

^{o}C ye ulaştığı bu bölgede, bir soğutma tabakası oluşturulmuş olunur. İkincil havanın büyük kısmı yanma odası malzemesinin yüksek sıcaklıklardan etkilenmemesi için soğutma işlevini görür. Yine bu havanın çoğu dilüzyon deliklerinden ikincil bölgeye girer.

Daha önce bahsettiğimiz gibi hava hızının yanmayı sağlayabilmesi için gereken yavaşlıkta olması gerekir. Bu yüzden, yanma odası girişinde genellikle bir difuzör bulunur. Görevi kompresörden gelen havanın hızını azaltmaktır. Doğru yanma için, hava akısının yanma odasına düşük hızla girmesi gereklidir. Böylece, alevin stabil olması sağlanır. Ayrıca, yanmanın birincil bölgede bitmesi, ikincil bölgeye ve türbine sıçramaması sağlanır.

(Şekil 2.10)'da görüldüğü gibi, hava akışı kompresörden yaklaşık 150m/s hızla gelir. Bu hız yanma işlemi için çok yüksektir. Difüzörde hız yaklaşık 25m/s ye düşer ki bu hızda yanma odası için çok yüksektir. İstenen oranda karışımın sağlanabilmesi için akış hızı 2-15m/s olmalıdır. Bu sebepten dolayı, kısıtlayıcılar ve helezonlar (swirl vane) kullanılır. Bunlar vorteks meydana getirerek yakıt ve havanın karışmasına yardımcı olmaktadırlar.



Şekil 2.10 Gaz türbininde yanma işlemi

2.3.4 Yanma Termodinamiği

Yanma işlemi genel olarak, uygun şartlar altında bir maddenin oksijenle reaksiyona girdiği ve sonuçta ısı meydana geldiği ekzotermik reaksiyon olarak tanımlanmaktadır. Yanma olayı, insanlık tarihinde binlerce yıl öncelere dayanan ve bu geçen süre boyunca vazgeçilmeden kullanılan en eski teknolojilerden biridir. Halen tüm dünyada enerji

arzının (trafik, elektrik üretimi, ısıtma vb.) yaklaşık % 90'ı bu teknoloji yolu ile sağlanmaktadır [24].

Yanma proseslerinde gazlar ve gaz karışımları için durum denklemi, gazın sıcaklığı, basıncı ve yoğunluğuyla ilişkilidir. Çoğu durumda, mükemmel gaz denkleminin kullanılması tatmin edici sonuçlar verir:

$$PV = nRT \tag{2.13}$$

Burada P, basınç; V, hacim; n, mol sayısı; T, mutlak sıcaklık; R, üniversal gaz sabitidir.

Mol ve kütle oranı, bir karışımın kompozisyonunu karakterize etmekte kullanılan iki önemli kavramdır. Çok bileşenli bir gaz karışımında, herhangi i kimyasal bileşeninin mol oranı (X_i) aşağıdaki şekilde ifade edilir [24].

$$X_i = \frac{N_i}{N_1 + N_2 + ... + N_i} = \frac{N_i}{N_{top}} \tag{2.14}$$

Burada, N_i ilgili kimyasal bileşenin mol sayısı, N_{top} karışımın toplam mol sayısıdır. Benzer tarzda yine toplam kütlesi m_{top} olan bir karşımda, kütlesi m_i olan herhangi i kimyasal bileşeninin kütle kesri (Y_i) ise,

$$Y_i = \frac{m_i}{m_1 + m_2 + ... + m_i} = \frac{m_i}{m_{top}} \tag{2.15}$$

şeklinde hesaplanır. Mol kesri ya da kütle kesri kullanılarak karışımın molekül ağırlığı (M_{kar}), denklem (2.16) ve (2.17) ile hesaplanır.

$$M_{kar} = \sum_i X_i M_i \tag{2.16}$$

$$M_{kar} = \frac{1}{\sum_i (Y_i M_i)} \tag{2.17}$$

Kimyasal bileşenlerin mol oranları, bu bileşenlerin kısmi basınçlarının belirlenmesinde kullanılır. İdeal gazlar için, karışım basıncı her bir kimyasal bileşenin kısmi basıncının toplamıdır.

$$P = \sum_i P_i \tag{2.18}$$

Kısmi basınç, toplam basınç ve karışım kompozisyonu ile ilişkilidir.

$$P_i = X_i P \tag{2.19}$$

İdeal gaz karışımları için birçok özgül karışım özelliği, her bir kimyasal bileşenin özgül özelliğinin kütle ya da mol kesirlerinin toplamıyla hesaplanır. Örneğin karışım entalpisi (h_{kar}) aşağıdaki denklemlerdeki gibi hesaplanır.

$$h_{kar} = \sum_i Y_i h_i \tag{2.20}$$

$$\bar{h}_{kar} = \sum_i X_i \bar{h}_i \tag{2.21}$$

Karışım entropisi (s_{kar}) ise kimyasal bileşenlerin her birinin entropisi toplanarak, kütlesel ya da molar olarak, aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$s_{kar}(T,P) = \sum_i Y_i s_i(T,P_i) \tag{2.22}$$

$$s_{kar}(T,P) = \sum_i X_i \bar{s}_i(T,P_i) \tag{2.23}$$

Her saf kimyasal bileşenin entropisi yukarıdaki denklemlerde görüldüğü gibi kısmi basınçlara bağlıdır. Bu entropi değerleri, standart haldeki ($P_{ref} = P_0 = 1atm$) mol ve kütle bazlı değerleri göz önünde bulundurularak aşağıdaki denklemle verilir.

$$s_i(T,P_i) = s_i(T,P_{ref}) - R\ln\frac{P_i}{P_{ref}} \tag{2.24}$$

Yanma işlemlerinde stokiometrik oksitleyici miktarı, bir yakıtın belirli miktarının tamamen yanması için gereken oksitleyici miktarı olarak tanımlanır. Kullanılan oksitleyici miktarı, stokiometrik oksitleyici miktarından daha fazla ise "fakir karışım", eğer daha az ise "zengin karışım" elde edilir. Stokiometrik hava- yakıt oranı, yakıtın bir dizi yanma ürünleri oluşturmak üzere tepkimeye girdiği göz önünde bulundurularak ve basit atom dengeleri yazılarak belirlenebilir. Gaz türbinlerinde yakıt olarak sıvı ya da gaz hidrokarbon ve kısmi olarak oksitlenmiş hidrokarbon yakıtlar kullanılmaktadır. Gaz türbini yanma odaları yakıtın tamamını oksitleyecek miktarda fazla hava ile çalışmaktadırlar. Bu yanma odalarında oluşan yanma işlemi fakir karışımlı yanma olarak isimlendirilmektedir [25]. Fakir karışım şartları altında global reaksiyon denklemi aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$C_a H_\beta O_\gamma + x(\mathrm{O_2} + 3.76\,\mathrm{N_2}) \rightarrow \alpha\,\mathrm{CO_2} + \left(\frac{\beta}{2}\right) H_2O + \left(x + \frac{\gamma}{2} - \alpha - \frac{\beta}{4}\right) O_2 + 3.76 x N_2 \qquad (2.25)$$

Bu denklemde sadece temel yanma ürünleri görülmektedir. Denklemin sağ tarafındaki katsayılar her bir kimyasal element için kütle dengesi uygulanarak belirlenir. Hidrokarbon bir yakıt için stokiometrik hava-yakıt oranı, denklem (2.26)'da verilmiştir.

$$\left(H/\mathrm{Y}\right)_{sto} = \left(m_h / m_y\right)_{sto} = \frac{4.76\alpha}{1}\frac{M_h}{M_y} \qquad (2.26)$$

Yakıt-hava karışımının zengin, fakir ya da stokiyometrik şartlarda olup olmadığını gösteren ve yaygın olarak kullanılan ifade, ekivalans oranıdır. Ekivalans oranı (ϕ), gerçek şartlardaki yakıt/hava oranının, stokiyometrik şartlardaki değerine oranıdır. [8]

$$\phi = \frac{(H/Y)_{sto}}{(H/Y)} = \frac{(Y/H)}{(Y/H)_{sto}} \qquad (2.27)$$

Yakıt bakımından fakir şartlar için, 0< ϕ <1,

Stokiyometrik şartlar için, ϕ =1 ve

Yakıt bakımından zengin şartlar için, 1< ϕ < ∞ dir.

2.3.5 Yanma Çeşitleri

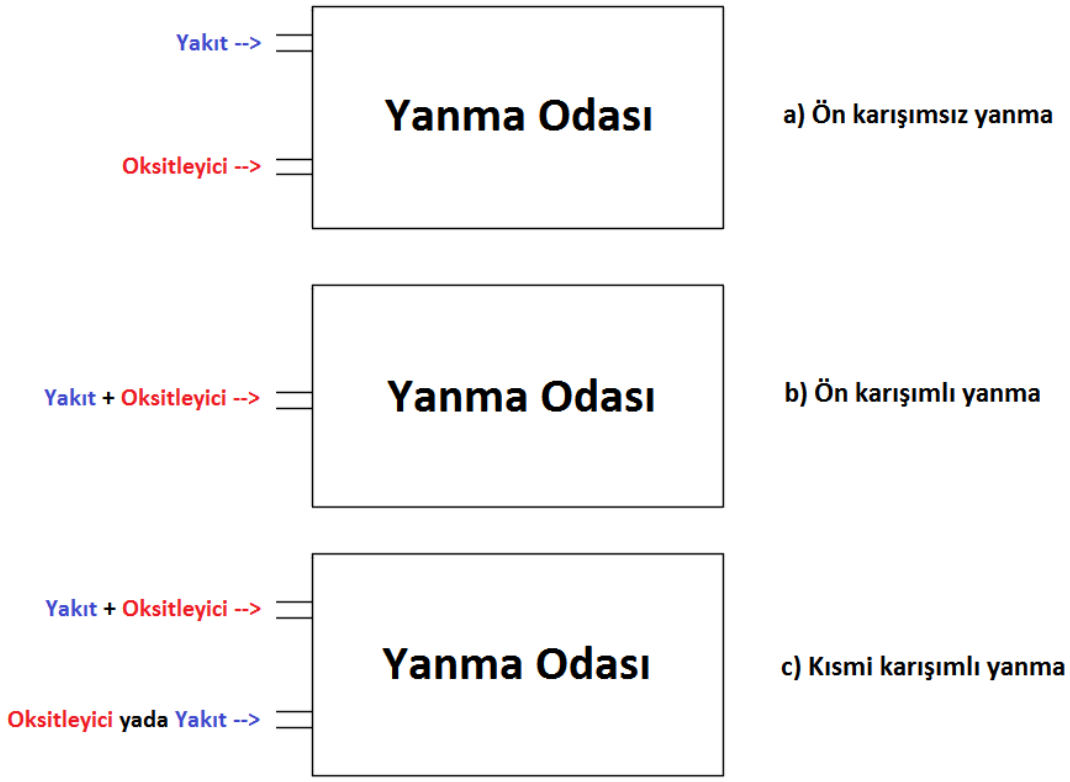
Gaz türbinleri yanma odasında kullanılabilecek yanma çeşitlerini şu şekilde sıralayabiliriz:

- Ön karışımsız (Non-Premixed) yanma
- Ön karışımlı (Premixed) yanma
- Kısmi ön karışımlı (Partially) yanma

Ön karışımsız yanma: Bir çok yanma uygulamalarında gördüğümüz gibi yakıtın ve oksitleyicinin yanma odasına ayrı olarak girdiği ve içeride karışma ve yanmanın gerçekleştiği yanmalara ön karışımsız yanma denir. Ön karışımsız yanmada reaksiyon girdap stabilize yanma bölgesinde girenlerin ürünlere dönüşmesi ile başlar. Daha sonra soğutma havaları ile türbin kanatlarının dayanabileceği bir sıcaklığa ile düşürme işlemi olur. Klasik ön karışımsız yanma örnekleri olarak fırın, diesel motor ve bazı gaz türbin uygulamalarını gösterebiliriz.

Ön karışımlı yanma: Ön karışımlı yanmalarda, yakıt ve oksitleyici ateşleme öncesi moleküler düzeyde karıştırılır. Yanmanın meydana gelmesi yanmamış reaktanların alev ön bölgesine yayılmasıyla oluşur. Arkadan gelen soğuk ve taze reaktanlar yanmış sıcak bölgeye doğru yayılır. Ön karışımlı yanmalarda genelde reaktanlar ile ürünleri birbirinden ayıran ince bir tepkime bölgesi oluşur. Türbülanslı ön karışım alevleri, alevlerin güçlü bağlanması ve türbülansların küçük ölçekli yapılarından dolayı oldukça karmaşıktır. Ön karışımlı yanmalar ön karışımsız yanmadan daha zor bir yanma modeli tipidir. Bunun nedeni, önceden karıştırılmış yanmada genellikle türbülans tarafından genişletilen ince bir alev dağılımı olmasıdır. Gaz türbinleri yanma odası çalışmaları geçmişinde, ön karışımlı yanmalar bir çok zorluğa sebep olduğu görülmüştür. Bu istenmeyen zorluklar; yanma stabilizesinde düzensizlik, alev tepmesi (flashback) ve NO_X miktarındaki azalmaya karşı CO seviyelerinde artışın meydana gelmesidir.

Kısmi ön karışımlı yanma: Kısmi ön karışımlı yanma modeleri temel bir yaklaşımla, ön karışımlı ve ön karışımsız yanma modellerinin birleştirilmiş bir hali diyebiliriz. Bundan dolayı avantajlara ve dez avantajlara sahip bir yanma modelidir. [26]



Şekil 2.11 Gaz türbinlerinde yanma çeşitleri

Ayrıca alev yapısına göre oluşan yanma reaksiyonunu alevsiz ve alevli yanma olmak üzere iki kategoriye ayırabiliriz. Alevli yanma, yakıt ve oksitleyicinin kimyasal reaksiyonlar gerçekleşmeden önce moleküler düzeyde karıştığı ön karışımlı alev ve ayrıca yakıt ve oksitleyicinin başlangıçta ayrı ayrı reaktanlar şeklinde olduğu, reaksiyon ve karışmanın yakıt ve oksitleyici ara yüzeyinde gerçekleştiği, ön karışımsız alev (difüzyon) olmak üzere iki farklı duruma göre incelenir. Bu alev türleri akışkan hareketine göre laminer ve türbülanslı alev olmak üzere iki alt kısma ayrılmaktadır. Yanma işleminde türbülans, reaksiyon bölgesinin yüzey alanını ve yanma reaksiyonu için hazırlanan reaktanların hızını artırmaktadır [24].

2.3.6 Gaz Türbini Yanma Odası Tipleri

Gaz türbinlerinde kullanılan yanma odaları; aerodinamik, geometri ve uygulama alanı farklılığına göre gruplandırılmaktadır [25].

2.3.6.1 Geometrisine Göre Yanma Odası Tipleri

Gaz türbinleri yanma odasının geometrik şekline göre üç sınıfa ayrılır, bunlar:

- Boru tipi (Can tip)
- Halka tipi (Annular tip)
- Boru-halka tipi (Can-Annular tip) dir.

Boru (Can) tipi yanma odalarında alev tüpü ve dış çerçeve (casing) hemen hemen silindirik forma sahiptir. Çoklu yanma odasına sahip motorlarda her bir alev tüpü kendi dış çerçevesi tarafından çevrelenmektedir. Endüstriyel uygulamalarda en çok kullanılan yanma odası, boru tipi yanma odalarıdır. Tek odacıklı tipleri genellikle küçük gaz türbinli motorlarda kullanılır. Çok odacıklı tipleri ise genellikle turbo prop, turbo jet motorlarda kullanılır. Odacıklar birbirine iç bağlantı boruları ile bağlanırlar. Bu bağlantı ateşlemenin bir odacıktan diğerine geçmesine izin verir. Ayrıca tüm odacıklardaki basınç eşitlenir. Ateşleme için iki adet buji kullanılır.

Boru tipi yanma odası kullanım avantajları:

- Odacıklar birbirinden bağımsız değiştirilebilirler.
- Tasarımı basittir.
- Yapısal mukavemeti sağlamdır.

Dezavantajları:

- Ateşlemenin bir odacıktan diğerine geçişinde zorluklar bulunmaktadır.
- Büyük ve ağır oluşu nedeni ile fazla yer kaplar.
- Kompresör havasını getiren kanal mekanizmasının kompleks olması aerodinamik kayıpları arttırır.

Halka (Annular) tipi yanma odaları ise tek bir alev tüpü ve eş merkezli dış çerçeveden meydana gelmektedir. Bu düzenleme mevcut hacimden maksimum faydalanmayı sağlamakta ve bu yüzden modern hava taşıtlarında yaygın kullanım alanı bulmaktadır.

Keysler alev tüpü ile birlikte ikincil hava için bir kanal oluştururlar ve aynı zamanda motor yapısının parçasıdırlar.

Halka tipi yanma odası kullanım avantajları:

- Yanma verimi yüksektir.
- Tam ve dumansız yanma elde edilir.
- Daha büyük yanma hacmi vardır.
- Küçük ve hafiftirler.
- Türbinde daha iyi ısıl yük dağılımı olur.

Dezavantajları:

- Maliyeti pahalıdır.
- Bakım ve onarım maliyeti yüksektir.
- Montaj ve sökümü zordur.

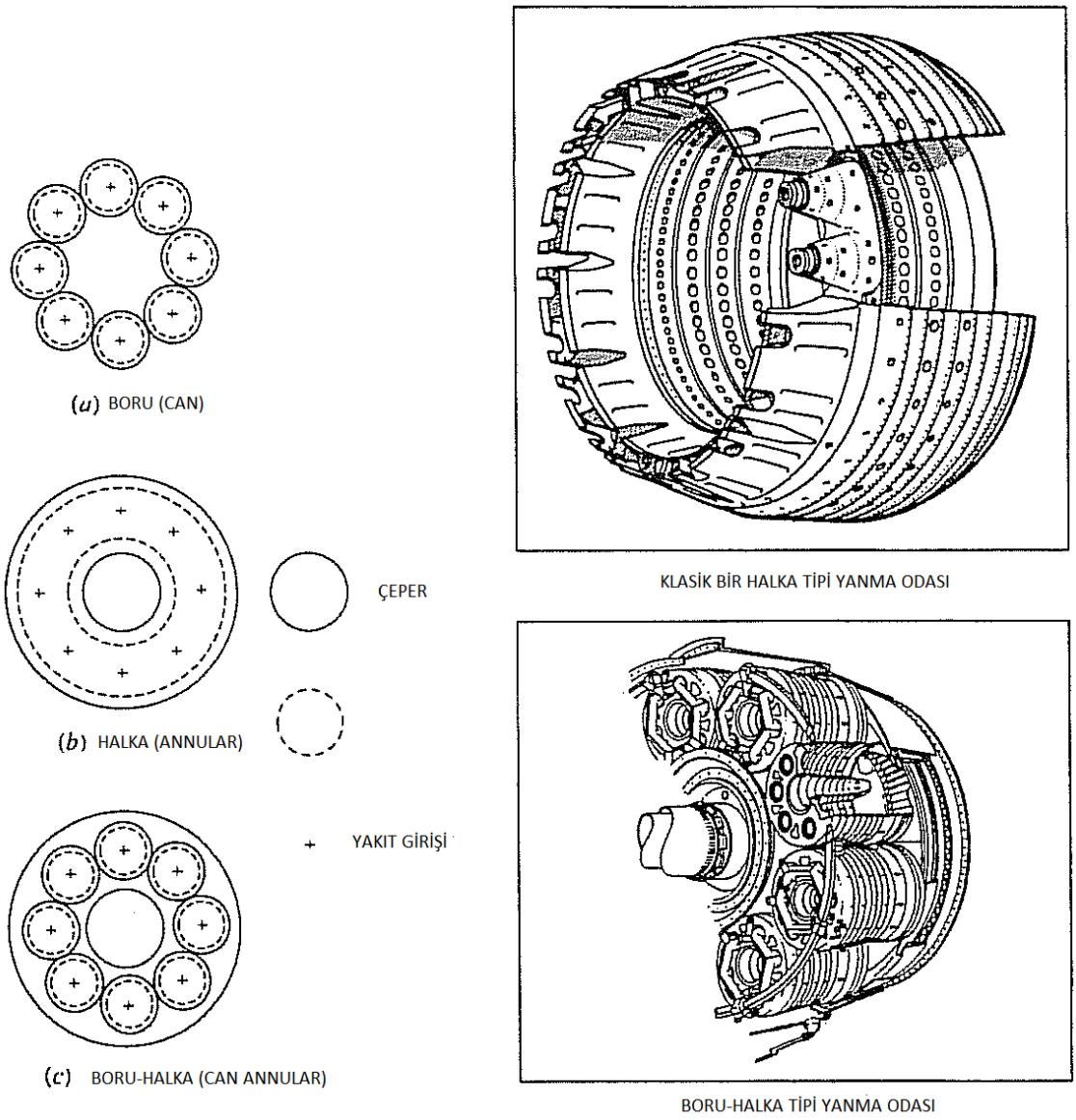
Boru-Halka (Can-annular) yanma odaları, boru şeklindeki ve halka şeklindeki yanma odalarının birleştirilmiş halidir. Basit bir yapısı vardır. Alev tüpler yanma bölgesini çevrelerler. Bu tip yanma odaları, tek bir dış çerçeve ve çoklu alev tüplerinden oluşmaktadır. Alev tüpleri birbirine iç bağlantı boruları ile bağlıdır.

Boru-Halka tipi yanma odası kullanım avantajları:

- Benzer çok odacıklı tiplerden daha küçük ve hafiftir.
- Yapısal mukavemeti iyidir
- Hava Temini daha basittir

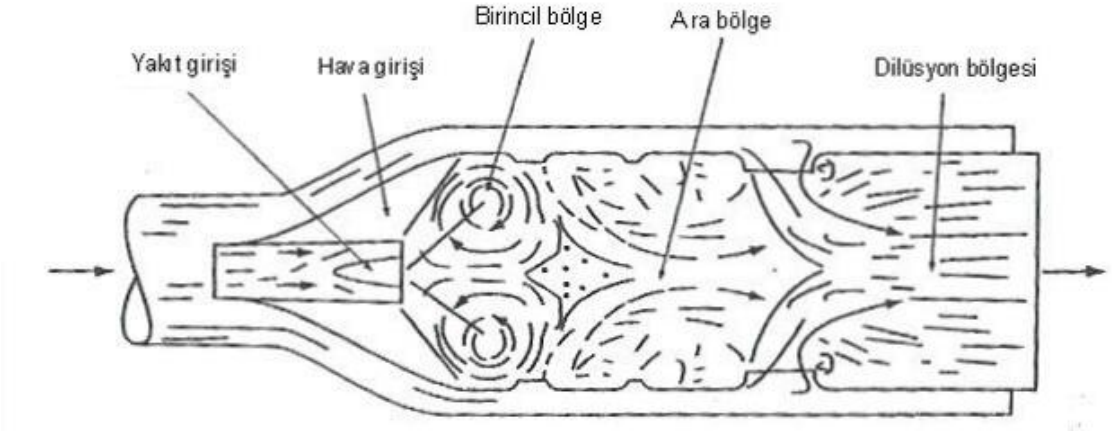
Dezavantajları:

- Bir alev tüpünden diğerine ateşleme işlemi zorluğu bulunmaktadır.
- Aerodinamik kayıplar oldukça fazladır.



Şekil 2.12 Gaz türbini yanma odaları çeşitlerinin geometrik konfigürasyonu

2.3.6.2 Aerodinamik Kriterine Göre Yanma Odaları



Şekil 2.13 Gaz türbini yanma odasındaki akış alanı gösterimi

Difüzyon tipi yanma odalarında, yakıt ve hava başlangıçta ayrı ayrı girenler şeklinde olmaktadır. Bu tip yanma odalarında, yakıt yanma odasının birincil bölgesine doğrudan püskürtülmektedir. Moleküler difüzyon ve türbülans vasıtasıyla karışım, yanma oluşmadan önce gerçekleşmektedir. Difüzyon alev tipi yanma odaları, mükemmel alev stabilizesi özelliğine sahiptir. Ancak bu tip yanma odalarında yüksek oranda NO_X emisyonları oluşmaktadır.

Ön karışımlı yanma odaları, kirletici emisyonları azaltmak amacıyla dizayn edilen yanma odası türlerindendir. Bu tip dizaynlarda, yanma havasının önemli bir bölümü yakıtın buharlaşmasının tamamlanacağı bir zaman diliminden sonra yakıt ile karışmakta ve yanma daha sonra gerçekleşmektedir. Böylece yanma işleminde kullanılacak yakıt/hava oranı uygun bir şekilde kontrol edilebilmektedir. Azalan yakıt/hava oranı, yanma sıcaklığını düşürmekte ve böylece azot oksit emisyonunun oluşumunu azaltmaktadır.

Basamaklı yanma odalarında yakıt, yanma odasına basamaklı bir şekilde gönderilmekte olup, ilk basamak düzenli alev stabilizesi sağlayan pilot alev şeklinde davranmaktadır. Bu tip yanma odaları, sadece her bir basamakta yakıtın kontrol edilmesi nedeniyle, ön karışımlı yanma odalarına göre daha basit yapıya sahiptir.[8]

2.3.6.3 Uygulama Alanlarına Göre Yanma Odası Tipleri:

Gelişmiş hava taşıtlarında genel olarak halka (annular) tipi ve boru-halka (can-annular) tipinde yanma odaları kullanılmaktadır. Bu tip yanma odalarında, hafiflik, küçük kesit alanı ve güvenilirlik gibi özellikler önemli dizayn kriterleridir. Endüstriyel uygulamalarda en çok kullanılan yanma odası, boru tipi yanma odalarıdır. Çünkü endüstriyel yanma odaları en az fiziksel sınırlara sahip yanma odalarıdır. Bu tip yanma odalarından beklenen özellikler, yüksek yanma verimi, düşük basınç kayıpları, süreklilik ve yakıt çeşitliliğidir.

2.3.7 Gaz Türbinlerinde Kullanılan Yakıtlar

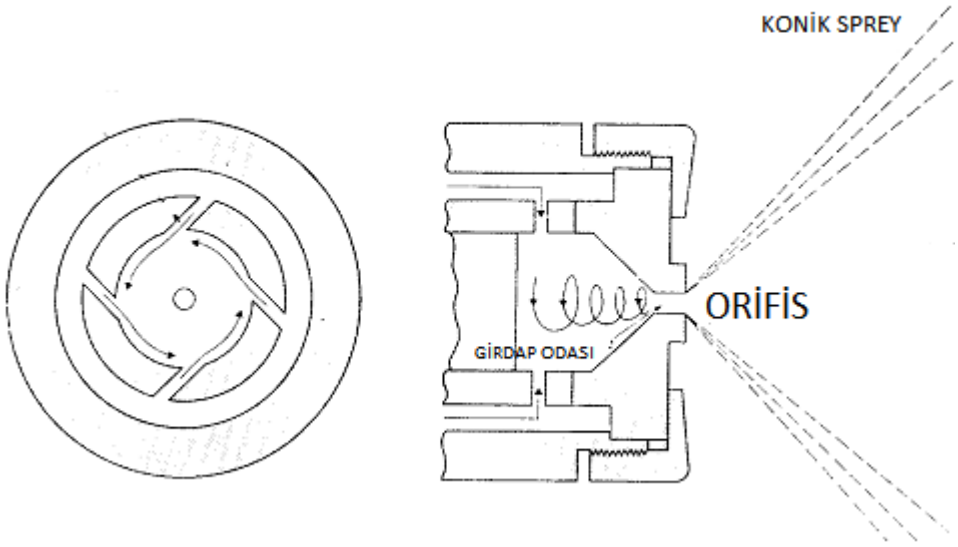
Yakıt seçimi ve tedariki, gaz türbinleri işletim ve performansı açısından oldukça önemli etmenlerden birisidir. Bundan dolayı günümüzde, gaz türbinlerinde yanma için çeşitli yakıtlar denenmekte ve sonuç verileri araştırılmaktadır. Genel olarak gaz türbinlerinde kullanılan yakıtları şu şekilde sıralayabiliriz:

- Doğal gaz
- LPG (sıvılaştırılmış petrol gazı)
- LNG (sıvılaştırılmış doğal gaz)
- Rafineri gazı
- COG (kok gazı)
- Kömür gazı (coal gas)
- Hidrojen
- Metan
- Propan
- Bütan
- Kerosen
- Jet A
- Nef yağı/petrol (naphtha)
- Etanol-metanol
- Ham petrol (crude oil)
- Heavy fuel oil

2.3.8 Yakıt Nozulları

Yakıt nozullarının amacı yakıtı yanma odasına çok ince bir şekilde pulvarize edilmiş olarak (yakıt sıvı ise buharlaştırarak) göndermek ve yakıtın birincil bölgede düzenli dağılımını sağlamaktır. Bu nedenle en yaygın kullanılan yöntem olarak yakıtı, yüksek basınç ile özel tasarlanmış bir orifisten geçirmektir.

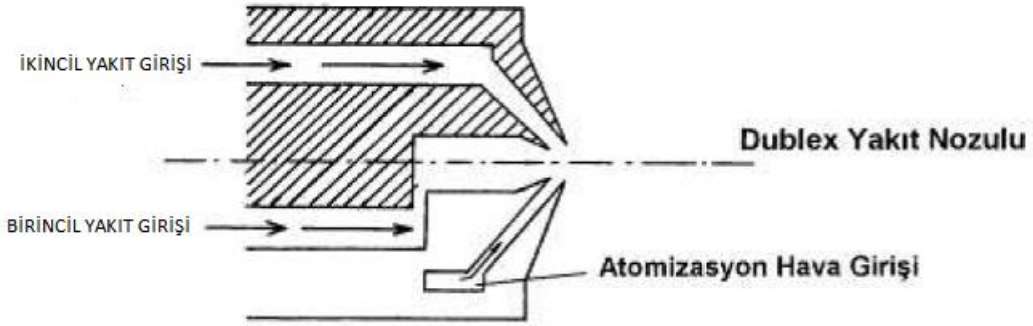
Yakıt nozul çeşitlerini basit yakıt nozülü ve dubleks yakıt nozulü olarak ikiye ayırabiliriz. Basit Yakıt Nozulu (Simplex atomiser), genel olarak kazan brülörlerinde sıvı yakıtların pulvarize edilmesinde kullanılan atomayzer tipidir. Akışın miktarı basıncın karekökü ile orantılıdır. Çıkış gücünün ve dolayısıyla da yakıt püskürtme miktarının nispeten sabit olduğu küçük gaz türbinlerinde kullanılır. Esas olarak yakıtın girdiği teğetsel bir yol (port), ivmelendiği vortex hücresi (sprayer plate) ve atomayzeri terk ettiği merkezi bir nozuldan ibarettir. Ve bu şekilde yakıt yüksek teğetsel hıza sahip olur.



Şekil 2.14 Basit yakıt nozulu

Gelişmiş hava taşıtları ve gemilerde kullanılan gaz türbinlerinde önemli yük değişimleri olduğundan dolayı basit yakıt nozulları yeterli gelmemektedir. Çeşitli seviye güç ihtiyaçlarının karşılanabilmesi yakıt basıncı değiştirilir. Ve bu şekilde püskürtülen yakıt miktarının 100/1 e varan oranlara kadar değişimi sağlanabilir. Böyle durumlar için dubleks yakıt nozulları (Dublex Atomiser) kullanılmaktadır. Dubleks yakıt nozulları esas itibarıyla içi içe geçmiş iki basit nozuldan oluşmaktadır. İkincil yakıt hattından beslenen

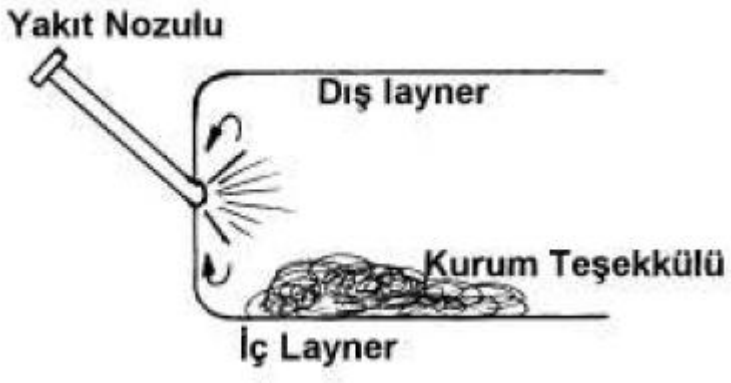
dış nozul, birincil yakıt hattından beslenen iç nozulun 2 ile 10 katı arası akış kapasitesine sahiptir. Rölanti ve düşük güç seviyelerinde sadece içteki küçük nozul yakıt püskürtür. Bunun yanında güç ihtiyacı arttıkça dıştaki büyük nozulde devreye girer. Yakıtın, ikincil hattan dış nozula verilmesi, yakıt basıncının belirli değeri aşmasıyla harekete geçen akış bölücü valf ile yapılmaktadır.



Şekil 2.15 Dubleks yakıt nozulu

2.3.9 Yanma Ürünleri ve Kirleticiler

Gaz türbinleri yanma odasında yanma sırasında meydana çıkan belli başlı kirleticiler : Karbonmonoksit (CO), Yanmamış hidrokarbonlar (UHC), Azot oksitler (NO_X), duman ve kurumdur. Bunlar içinde gaz türbininin sıhhatli çalışması açısından en önemlisi kurumdur.



Şekil 2.16 Yanma odası kurum oluşumu

Kurum esas olarak yanmamış karbondur ve petrol türevi yakıtlar kütle olarak takriben 1/7 oranında karbon ihtiva ederler. Kurum oluşmasının en büyük nedenler yüksek

sıcaklık ve düşük hava- yakıt oranıdır(zengin karışım). Böylece kurum birincil bölgede ekivalansın en büyük olduğu nozul civarında oluşur. Kurum oluşumunu azaltabilmek için yakıt sprey açısını büyültmek, birincil bölge hava akışını arttırmak, yakıtı daha önceden hava ile buluşturmak ve birincil bölgeye su enjeksiyonu yapmak gibi yöntemler faydalı olmaktadır. (Çizelge 2.1)'de gaz türbinlerinde oluşan emisyonlar ve etkileri görülmektedir [29].

Çizelge 2.1 Gaz türbininde yanma sonrası oluşan kirleticiler ve etkileri

Kirletici	**Etkileri**
Yanmamış Hidrokarbonlar (UHC)	Toksit
Karbonmonoksit (CO)	Toksit
Azot oksitler (NO_X)	Toksit, duman, ozon tahribatı
Kükürt oksitler (SO_x)	Toksit ve korozif
Partikül madde	Görüş mesafesi

2.3.10 Azot Oksit (NO_X) Emisyonları

Yanma işlemleri sırasında, gerek yanma havası bünyesindeki moleküler azot gerekse yakıt bünyesindeki organik azot nedeniyle oluşan azot bileşiklerinin en zararlıları azot monoksit (NO) ve azot dioksit (NO_2) bileşikleridir. Bunlara ek olarak N_2O, N_2O_3, N_2O_5 gibi çeşitli azot oksit bileşikleri de bulunmaktadır. Bu bileşikler genel olarak NO_X olarak isimlendirilir. NO_X emisyonlarının % 95 gibi büyük bir çoğunluğunu renksiz bir gaz olan NO oluşturur. NO atmosferde hızlıca oksitlenerek kırmızımsı kahverengi renkte NO_2 gazını meydana getirir. NO_X emisyonlarının asit yağmurları, sera gazı etkisi, yer seviyesinde ozon oluşumu ve fotokimyasal sis oluşumuna neden olması bakımından çevre üzerinde oldukça önemli etkileri vardır. Azot oksitlerin hidrokarbonlar, oksijen ve günışığı ile etkileşiminden ozon ve diğer zararlı sis bileşenleri oluşmaktadır. NO ve NO_2 emisyonları gerek insan sağlığı üzerine fiziksel ve psikolojik bakımdan gerekse bitki örtüsü ve binalar üzerine olumsuz etkilere sahiptir. Çoğu yanma prosesi yüksek sıcaklık ve hava fazlalık katsayılarında çalışmakta ve oluşan yanma ürünlerinin yanma odasında

kalma süresi de fazla olabilmektedir. Bu etkenler yanmanın performans ve verimin yüksek olmasını sağlarken, NO_X oluşumuna neden olmaktadırlar.

2.3.10.1 Yanmada Kullanılan Hava Kaynaklı NO_X Oluşumu

Yanma sistemlerinde, yanma havası kaynaklı azot oksit oluşumu üç kimyasal mekanizma ile meydana gelmektedir. Bunlar

- Isıl Mekanizma (Zeldovich Mekanizması)
- Hızlı Mekanizma (Fenimore ya da Promt Mekanizma)
- Ara-N_2O Mekanizmasıdır.

Isıl Mekanizma: Moleküler azottan azot oksit oluşumu için, azot molekülleri içindeki azot atomları arasındaki güçlü bağların koparılması lazımdır. Yanma şartları altında oksijen molekülü bu güçlü bağları koparma yeteneğine sahip değildir. Bu nedenle moleküler oksijen ve moleküler azot arasındaki reaksiyon çok yavaş gerçekleşir. Bu reaksiyon aşağıdaki gibidir:

$$O_2 + N_2 \Leftrightarrow 2NO \tag{2.28}$$

NO oluşumu 1800 K'den daha yüksek sıcaklıklarda önemli hale gelmektedir.

$$O + N_2 \Leftrightarrow N + NO \tag{2.29}$$

$$N + O_2 \Leftrightarrow O + NO \tag{2.30}$$

$$N + OH \Leftrightarrow H + NO \tag{2.31}$$

Bu üç reaksiyona "Genişletilmiş Zeldovich Mekanizması" adı verilir. Genel olarak bu mekanizma, O_2, O ve OH bileşenleri ile yakıtın yanma kimyasını birleştirir. Bu mekanizma ile NO oluşumu, yakıt türünden bağımsız olarak sıcaklığa oldukça bağlıdır ve bu yüzden oluşan NO'e ısıl NO_X adı verilmektedir. Birçok yanma sisteminde ısıl NO_X oluşum oranı 2200 K'den sonraki her 90 K'lik artışta ikiye katlanmaktadır [27].

Hızlı mekanizma: 1970'lerde Fenimore yaptığı çalışma ile NO_X'in hepsinin Zeldovich Mekanizması ile oluşmadığını göstermiştir. NO oluşumuna neden olan ikinci mekanizma,

ısıl NO'in meydana gelmesi için gerekli olan süreden önce ortaya çıkmakta olup, çok hızlı meydana gelen bu NO'e hızlı NO adı verilmektedir. Hızlı NO oluşumu çoğunlukla, düşük sıcaklıklarda ve zengin karışımlı yanma şartlarında ortaya çıkmaktadır. Yüzey yakıcılar, gaz türbinleri ve basamaklı yanma sistemleri bu tür şartların meydana geldiği yerlerdir. Yanma havası içindeki azot, CH ve N_2 arasındaki bir reaksiyon ile başlatılan bir mekanizma ile NO'e dönüşür. Bu mekanizma aşağıdaki gibi çok sayıda karmaşık reaksiyonlar ve ara bileşenler içermektedir [27].

$$CH + N_2 \Leftrightarrow HCN + N \tag{2.32}$$

$$N + O_2 \Leftrightarrow NO + O \tag{2.33}$$

$$HCN + OH \Leftrightarrow CN + H_2O \tag{2.34}$$

$$CN + O_2 \Leftrightarrow NO + CO \tag{2.35}$$

$$CH_2 + N_2 \Leftrightarrow HCN + NH \tag{2.36}$$

Ekivalans oranı arttıkça hızlı NO_X'in üretimi ilk önce artar daha sonra en yüksek değere ulaşır ve sonunda oksijen yetersizliği nedeniyle azalır. Isıl NO'in aksine hızlı NO sıcaklığa çok sıkı bağlı değildir. Gerçek uygulamalarda NO_X emisyonu içindeki hızlı NO oranı genellikle %5'in altındadır.

Ara-N2O Mekanizması: 1970'lerde moleküler azottan azot oksit'in oluşumu için bu mekanizma önerilmiştir. Ara - N_2O Mekanizması, küçük yakıt fazlalık katsayılarında ve düşük sıcaklık şartlarında önemli hale gelmektedir [28].

$$O + N_2 + X \Leftrightarrow N_2O + X \tag{2.37}$$

$$H + N_2O \Leftrightarrow NO + NH \tag{2.38}$$

$$O + N_2O \Leftrightarrow NO + NO \tag{2.39}$$

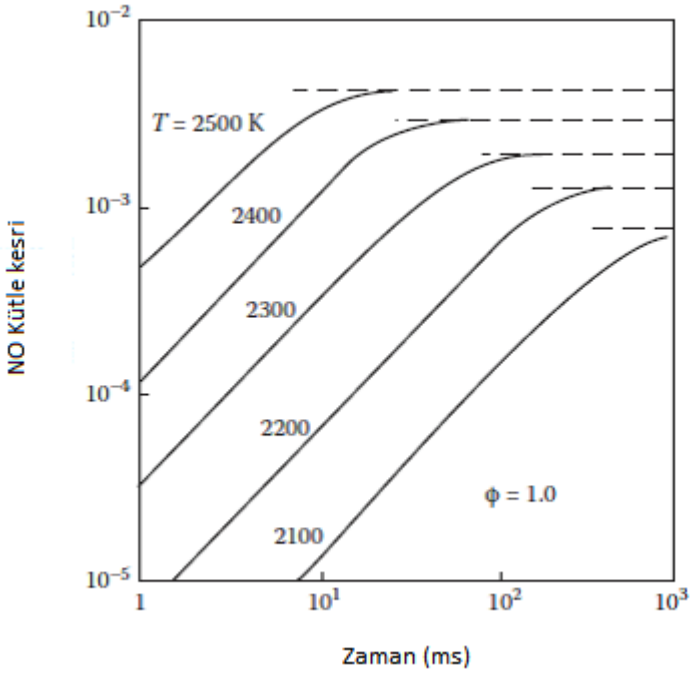
Bu mekanizmanın üç basamağı yukarıda ifade edilmiştir. Burada X herhangi bir gazı ya da maddeyi göstermekte olup, moleküler azot NO oluşumunu yönlendirmektedir. Hava oranı ve sıcaklık arttığında azot oksit oluşumu artmaktadır.

2.3.10.2 Yakıt Kaynaklı NO_X Oluşumu

Gaz türbinleri yanma prosesinde sıvı yakıt içerisinde bulunan azot içeren organik bileşikler de NO_X oluşumuna katkıda bulunurlar. Hava içerisindeki azot ile karşılaştırıldığında, yanma proseslerinde kullanılan yakıtlarda azot miktarı oldukça küçüktür. Yakıt kaynaklı NO_X'in oluşumu, azot bağlı bileşiklerin başlangıç konsantrasyonuna ve yerel yanma karakteristiklerine bağlı olmasına rağmen, sıcaklıktan etkilenmez. Bu nedenle düşük sıcaklıklarda kolayca meydana gelebilir. Buharlaşma basamağı sırasında yakıt damlacıkları ya da parçacıkları ısıtıldığında, yakıta bağlı azot içeren bileşikler gaz fazına geçerler [27].

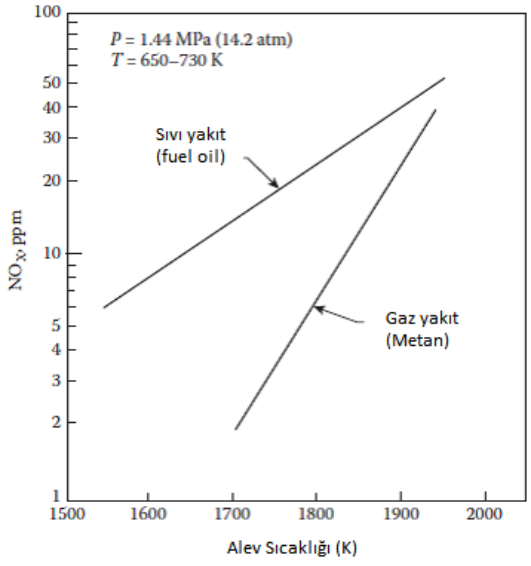
2.3.10.3 NO_X Oluşumunu Etkileyen Faktörler

Gaz türbinleri yanma sonrası oluşan azot oksit emisyonlarının istenen seviyelere azaltılabilmesi için, NO_X emisyonlarının oluşumuna etki eden parametrelerin bilinmesi lazımdır. Gaz türbinleri için bu parametreler alev sıcaklığı, ekivalans oranı, yanma odası kalma süresi, yanma odası giriş basıncı ve sıcaklığıdır. Isıl NO oluşumunun alev sıcaklığına bağlı üssel değişimi (Şekil 2.17)'de gösterilmiştir. Bu şekilden anlaşıldığı gibi azot oksit oluşumu sıcaklık azaldıkça hızla düşme eğilimi göstermektedir [29].



Şekil 2.17 Sıcaklık ve kalma süresinin etkisi olarak NO_X oluşumu[29]

NO_X oluşumunun alev sıcaklığına bağlı olarak değişimi (Şekil 2.18)'de gaz ve sıvı yakıtlar için gösterilmiştir. Gaz ve sıvı yakıtlar arasında oluşan NO_X emisyonu miktarı arasındaki fark, alev sıcaklığının artmasıyla azalmaktadır. Gaz türbinlerinde fakir karışım ve uzun kalma süresi şartları altında NO_X emisyonları azaltılabilmektedir. Hava giriş sıcaklığı, yanma sıcaklığını etkilediğinden, NO_X oluşumunu da etkilemektedir. Düşük ekivalans oranlarında, NO_X oluşumunun hava giriş sıcaklığı değişimine olan hassasiyeti azdır.



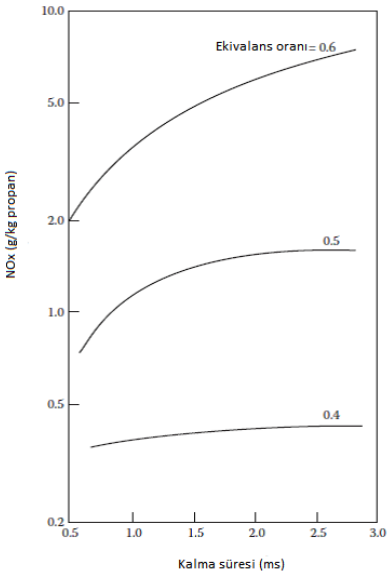
Şekil 2.18 Sıvı ve gaz yakıtlar için NO_X oluşumunda alev sıcaklığının etkisi[29]

Gaz türbinlerinde daha az yakıt tüketimi, yüksek basınç oranının sağlanması ile gerçekleştirilmektedir. Bu nedenle NO_X oluşumu üzerinde basıncın etkisinin bilinmesi önemlidir. Yüksek basınç şartlarında yapılan yanma odası testleri oldukça pahalı olduğundan, testler düşük basınçlarda yapılmakta ve elde edilen veriler yüksek basınçtaki sonucu, yapılan hesaplarla tahmin edilmektedir. Bu yapılan hesaplamalar, basınç ile NO_X emisyonu arasındaki ilişki doğru olarak tanımlandığı sürece güvenilir olmaktadır. Konvansiyonel yanma odalarında azot oksit oluşumu ile basınç arasındaki ilişki aşağıdaki gibi tanımlanmıştır [29].

$$NO_x \alpha P^n \tag{2.40}$$

burada n'in değeri 0.5 ile 0.8 arasında değişmektedir. Difüzyon alevlerinde ve stokiometrik değerlere yakın çalışan ön karışımlı sistemlerde, bu değer yaklaşık 0.5 olmaktadır.

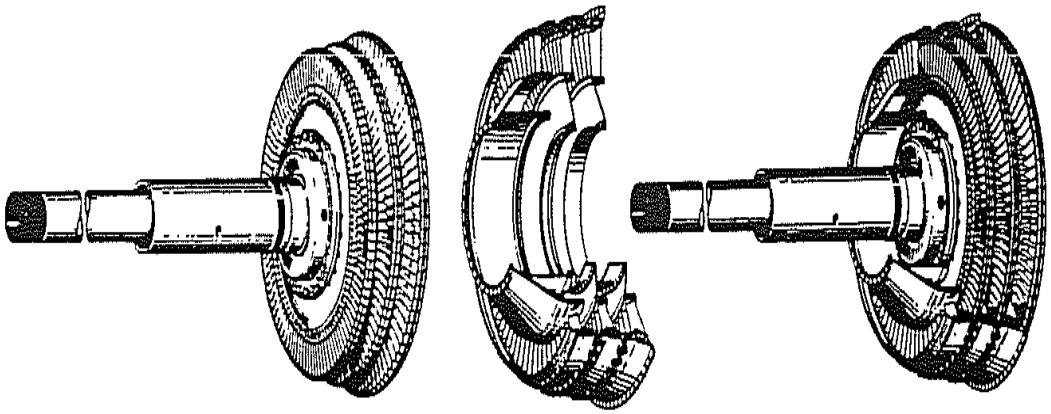
Gaz türbinleri yanma odası kalma süresinin etkisi, yanma odasındaki toplam ekivalans oranına bağlıdır. Yanma odasında, alevin son bölümlerindeki gazlarda stokimometrik değerlere yakın yanma şartlarında oluşan NO_X emisyonları için yanma odası kalma süresinin etkisi önemli olmaktadır [29]. Fakir karışım şartlarında, alev bölgesinde bağıl olarak çok hızlı kimyasal reaksiyonlar ile oluşan NO_X üzerine yanma odası kalma süresinin etkisi azdır. Propan-hava ön karışımlı bir yanma odasında, kalma süresinin NO_X oluşumu üzerindeki etkisi (Şekil 2.19)'da gösterilmiştir. 0.4 değerinin üzerindeki yakıt fazlalık katsayılarında, NO_X emisyonu kalma süresindeki artışla önemli oranda artmaktadır.



Şekil 2.19 NO_X emisyonunda yanma odası kalma süresinin ekivalans oranına göre etkisi

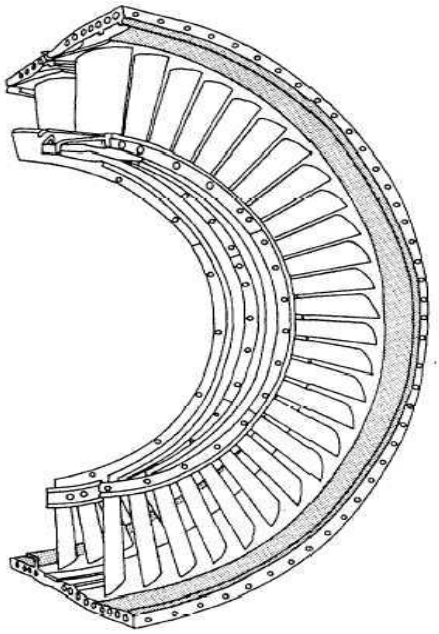
2.4 Türbinler

Türbin, bir akışkanın enerjisini işe çevirmek için kullanılan alettir. Gaz türbinlerinde ise türbin, yanma odasını terk eden sıcak gazların iç enerjisini mekanik dönme enerjisine çevirir. Bununla birlikte hem kompresör ve yardımcılarını hem de yükü çevirir. Türbinin sağladığı gücün yaklaşık 3/4'e kadarı, kompresör ve yardımcılarına kullanıldığı görülebilmektedir. Türbin tekeri makinenin en yüksek gerilmeye uğrayan kısımlarından biridir. Türbinler aynı zamanda dönüş hızlarının doğurduğu merkezkaç yüklere de cevap vermek zorundadır. Sonuç olarak türbini emniyetli çalışma sınırları içinde tutmak için makine hızını ve türbin giriş sıcaklığını devamlı olarak kontrol altında tutmak gerekmektedir.



Şekil 2.20 Türbin yapısı gösterimi

Türbin tekeri iki önemli kısımdan oluşmaktadır; disk ve kanatlar. Disk içerisinde fazla oranda krom, nikel ve kobalt ihtiva eden çelik alaşımı olmakla birlikte statik ve dinamik olarak dengelenmiştir. Disk dövüldükten sonra makinadan geçirilerek şekil verilir. Yapısal düzgünlüğünün kontrolü içinde röntgen ışınları ve diğer kontrol yöntemleri ile iyice incelenir.



Şekil 2.21 Türbin stator kesiti görünüşü

Türbin nozul kanatlarının iki önemli görevi bulunmaktadır. Bunlar:

- Gazın bir miktar ısı ve basınç enerjisini, kinetik enerjiye çevirmek
- Gaz akışının türbin döner kanatlarına uygun yönde çarpacak şekilde yönünü değiştirmektir. Burada amaç gazın kanatlara çarpması sonucunda kuvvetin rotor düzleminde kalmasıdır.

Nozul alanı türbinde kritik bir kısım oluşturur. Bu alan küçük yapılırsa hava akışını kısıtlar ve kompresör basıncı yükselir. Böylece kompresör sıkıştırmayı yeterli yapamaz. Bu sebeplerden dolayı bilhassa ivmelenme esnasında nozuldaki akışta boğulma olabilir. Küçük çıkış alanları, ivmelenmenin yavaşlamasına da sebep olur. Arttırılmış nozul alanları makinanın süratli ivmelenmesini ve düzenli çalışmasını sağlar fakat daha yüksek yakıt sarfiyatı getirir. Türbinler hakkında söylenmesi gereken birkaç özellikte; eksenel kompresör gibi eksenel türbin de kademelidir. Genelde türbinde kompresör kademesinden daha az kademe bulunmaktadır.

BÖLÜM 3

YANMANIN SAYISAL HESAPLANMASI VE MODELLENMESİ

Bu bölümde, hesaplamalı akışkanlar dinamiği için temel korunum denklemleri, çalışmada kullanılan türbülans modeli, yanmanın modellenmesi, yanma odasının geometrisi, model için sınır şartları ve sayısal çözüm yöntemleri anlatılmıştır. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği, kütlenin, momentumun, enerjinin ve kimyasal türlerin korunumu gibi temel denklemleri nümerik olarak çözerek, herhangi bir akış alanı içerisinde simule etme yöntemidir. Gaz türbinleri yanma odasında HAD (CFD) simülasyonu oldukça geniş bilgi birikimi ve çalışma prensibi gerektiren kompleks bir konudur. Aynı zamanda gaz türbini gerçekte ve deney ekipmanları olarak yüksek maliyet gerektiren sistemler olduğundan dolayı, optimum performansa ulaşabilmek için HAD (CFD) simülasyonu biçilmiş bir kaftandır. Bu Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği modellemesinde, Yıldız Teknik Üniversitesinde Lisansı bulunan ANSYS Fluent programı kullanılmıştır. Bu bölümde ifade edilen denklemler aksi referans belirtilmedikçe kaynak [27]'den yararlanarak ortaya konulmuştur.

3.1 Temel Korunum Denklemleri

Kütlenin korunumu:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}\left(\rho u_i\right) = 0 \tag{3.1}$$

(i=1,2,3…)

Momentum Korunumu:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}\left(\rho u_i u_j\right) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \tag{3.2}$$

Denklemde, u_i, hız vektörü; ρ, yoğunluk; P, statik basınç; τ_{ij}, viskoz kuvvet tensörüdür.

$$\tau_{ij} = \left[\mu\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)\right] - \frac{2}{3}\mu\frac{\partial u_l}{\partial x_l}\delta_{ij} \tag{3.3}$$

Reaktif akışlarda, enerji ve kimyasal bileşenlerin taşınımı ek korunum denklemleri olarak şu şekilde ifade edilir:

Kimyasal bileşenlerin korunumu:

$$\frac{\partial \rho u_i Y_K}{\partial x_i} = -\frac{\partial J_i^k}{\partial x_i} + R \tag{3.4}$$

Bu denklemde, J_i^k, Fick kanuna göre tanımlanan ve k kimyasal bileşeni için konsantrasyon gradyanları nedeniyle meydana gelen difüzyon akısını; Y_k, k kimyasal bileşeninin kütle kesrini ; R, birim hacimde k kimyasal bileşeninin oluşum oranını göstermektedir.

Enerjinin korunumu denklemi:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}\left[u_i(\rho E + P)\right] = \frac{\partial}{\partial x_i}\left(\lambda_{eff}\frac{\partial T}{\partial x_i} - \sum_j h_j J_j + u_j(\tau_{ij})_{eff}\right) + S_h \tag{3.5}$$

Bu eşitlikte λ_{eff}, efektif kondüktiviteyi; S_h, kimyasal reaksiyonlar nedeniyle oluşan ısıyı veya diğer hacimsel ısı kaynaklarını ifade etmektedir.

$$E = h - \frac{P}{\rho} + \frac{u_i^2}{2} \tag{3.6}$$

$$h = \sum_j Y_j h_j \tag{3.7}$$

$$h_j = \int_{T_{ref}}^{T} C_{p,j} dt \tag{3.8}$$

Bu eşitliklerde h , duyulur entalpidir; C_p , sabit basınçtaki özgül ısıdır.

3.2 Yanmada Türbülanslı Akışın Modellenmesi

Karşılaştığımız mühendislik uygulamalarında akışlar genelde türbülanslıdır. Akışlarda türbülans konusu oldukça karmaşık bir konudur. Türbülanslı akışlarda karmaşık olaylar serisi meydana gelmektedir ayrıca akış özellikleri karmaşık ve rastgele değişmektedir. Yanma uygulamalarında türbülanslı akışın modellenmesi oldukça kapsamlı ve zor bir konudur. Bu konu hakkında yapılan yoğun araştırmalar sayesinde türbülanslı akışların modellenmesinde çeşitli yaklaşımlar ortaya konulmuştur. Pratik mühendislik uygulamalarında bu yaklaşımlar, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) simülasyonlarında oldukça başarılı bir şekilde kullanılmaktadır. Gaz türbininde yanma tarzı modellemelerde kullanılan yaklaşım, Reynolds Ortalamalı Navier Stokes (RANS) denklemlerinin çözümüne dayanmaktadır. Bu yaklaşım yanmadaki gibi reaktif akışlarda ve reaktif olmayan akışlarda yaygın olarak kullanılmaktadır. Reynolds Ortalamalı Navier Stokes (RANS) türbülans simülasyonlarında türbülanslı akış, ortalama akış ve dalgalı akış birleşimi olarak ifade edilmiştir.

$$\phi = \overline{\phi} + \phi' \tag{3.9}$$

Bu eşitlikte, ϕ , kimyasal bileşen konsantrasyonu, enerji, hız ya da basınç bileşenleri gibi skaler büyüklükleri ifade etmektedir; $\overline{\phi}$, ortalama akış değeri; ϕ' , dalgalı akış değeridir. Yalnız ortalama akış değişkenleri göz önüne alınarak, süreklilik ve momentum denklemleri yeniden düzenlenirse Reynolds Ortalamalı Navier Stokes (RANS) denklemleri elde edilir. Bu işlemle hesaplamalarda oldukça kolaylık sağlanmış olur. Ayrıca akış kararlı ise korunum denklemleri zaman türevleri içermez ve çözüme ulaşmak daha kolay olur.

$$\frac{\partial}{\partial x_i}\left(\rho u_i\right) = 0 \tag{3.10}$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}\left(\rho u_i u_j\right) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \frac{\partial}{x_i}\left(-\rho\overline{u_i^{'} u_j^{'}}\right) \tag{3.11}$$

Denklem (3.11)'in sağ tarafında türbülansın etkisi (Reynolds gerilmeleri) görülmektedir. Bu hal momentum korunum denklemlerinin çözülebilmesi için ek kapanış denklemlerine ihtiyaç duyulmaktadır. Standart k-ε model girdap-vizkozite model (eddy-viscosity model) olarak bilinmektedir. Bu modelde, Reynolds gerilmelerinin ortalama hız gradyentleri ile orantılı olduğu kabul edilir. Bu yaklaşım, Boussinesq hipotezi olarak bilinir ve gerilmeleri aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$-\rho\overline{u_i^{'} u_j^{'}} = \mu_t\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right) - \rho\frac{2}{3}k\delta_{ij} \tag{3.12}$$

$$k = \frac{1}{2}\sum_i \overline{u^{'2} i} \tag{3.13}$$

Burada μ_t , türbülanslı viskozite; δ_{ij} , kroneker delta tensörü; u_i, u_j , ortalama hızlar; $u_i^{'}, u_j^{'}$, değişen hızlar; k, türbülans kinetik enerjisidir.

Türbülans viskozitesinin (μ_t) türbülans hızı ve uzunluk ölçeği ile orantılı olduğu kabul edilir. Bu hız ve uzunluk ölçekleri türbülans kinetik enerjisi (k) ve dağılım oranından (ε) elde edilir. Türbülans viskozitesi aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \tag{3.14}$$

$k-\varepsilon$ modelde türbülans viskozitesinin (μ_t) hesaplanması için k ve ε değerlerine ihtiyaç vardır. Bunlar aşağıda verilen denklemlerden elde edilir.

Türbülans kinetik enerjisi (k) için:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}\left(\rho u_i k\right) = \frac{\partial}{\partial x_i}\left(\frac{\mu_t}{\sigma_k}\frac{\partial k}{\partial x_i}\right) + G_k - \rho\varepsilon \tag{3.15}$$

Türbülans kinetik enerjisinin dağılım oranı (ε)değeri için:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon)+\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i\varepsilon)=\frac{\partial}{\partial x_i}\left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\frac{\partial\varepsilon}{\partial x_i}\right)+C_{1\varepsilon}G_k\frac{\varepsilon}{k}-C_{2\varepsilon}\rho\frac{\varepsilon^2}{k} \tag{3.16}$$

Bu eşitliklerde G_k ,ortalama hız gradyentinden dolayı türbülans kinetik enerjisi üretimi; $C_{1\varepsilon}$ ve $C_{2\varepsilon}$ deneysel sabitleri; σ_k ve σ_ε Prandtl sayılarını göstermektedir. Türbülans kinetik enerjisi üretim oranı (G_k) aşağıdaki denklemden elde edilir:

$$G_k=\mu_t\left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i}+\frac{\partial u_i}{\partial x_j}\right)\frac{\partial u_i}{\partial x_i} \tag{3.17}$$

Standart $k-\varepsilon$ modelinde kullanılan sabitlerin değerleri (Çizelge 3.1)'de verilmiştir.

Çizelge 3.1 Standart k-ε türbülans modeli için kullanılan sabitler

σ_k	σ_ε	$C_{1\varepsilon}$	$C_{2\varepsilon}$	$C_{3\varepsilon}$
1,00	1,30	1,40	1,92	0,09

3.3 Yanma Modellenmesi

Yanma, uygun şartlar altında bir maddenin oksijenle reaksiyona girerek sonucunda ısı meydana gelen ekzotermik bir reaksiyondur. Yanmanın sayısal modellenmesi günümüzde gözde araştırma konuları arasında bulunmaktadır. Bu çalışmalarda yapılan modellemelerin birçoğunda temel aşama, yakıtın yanmasını tanımlayan kimyasal kinetik reaksiyon mekanizmasıdır. Yanma gibi türbülanslı reaksiyon akışlarının modellenmesi hem türbülans ve kimya arasındaki etkileşimlerin hem de birçok kinetik ve reaksiyon modellerinin tanımlanmasını gerektirmektedir. Akış denklemlerine ek olarak her bir kimyasal tür için kütle kesrinin taşınım denkleminin çözülmesi gerekir. Her bir kimyasal türün taşınım denkleminde başka bir kimyasal türü oluşturması veya bozunmasının hacimsel oranı kaynak terimi olarak bulunmaktadır. Yakıt ve oksitleyici kütle kesirlerinin toplamı 1'e eşittir. Yanma işlemi sonucunda ısı olarak açığa çıkan enerji değerinin elde edilmesi, entalpi taşınım denkleminin çözümüyle olur.

Yanma modellenmesinde akış fonksiyonu sıcaklık, girdap ve yoğunluk değişimlerinden etkilenmektedir. Bundan dolayı, kimyasal tür ve entalpi denklemlerine ek olarak bütün akış denklemleri çözülmelidir. Birçok ara reaksiyonları göz önüne alan modeller geniş hesaplama kaynağı gerektirdiğinden, sadece birkaç reaksiyonu içine alan basit modeller hesaplamalı akışkan dinamiğinde kullanılan yanma işlemlerinde sıklıkla tercih edilir.

Temel korunum denklemlerine ek olarak modellenecek yanma sistemi, durum denklemi, termodinamik özellikleri ve taşınım özellikleri ifade eden fiziksel özelliklerin tanımlanmasıyla karakterize edilir. Yanma modelinde akışkan yoğunluğu ideal gaz kanunu kullanılarak hesaplanmıştır ve ayrıca gaz türbini yanma modeli, gaz fazında reaksiyonlar ile tanımlanmaktadır. Çok bileşenli gaz karışımları için kompozisyona bağlı yoğunluk ifadesi aşağıda verilmiştir:

$$\rho = \frac{P_{op} + P}{RT\sum_i M_{kar}} \tag{3.18}$$

$$M_{kar} = \frac{1}{\sum_i \left(Y_i / M_i\right)} \tag{3.19}$$

$$\rho = \frac{P_{op} + P}{RT\sum_i \left(\mathrm{Y}_i / \mathrm{M}_i\right)} \tag{3.20}$$

$$C_p = \sum_i m_i C_{p,i} \tag{3.21}$$

Burada, ρ, gaz karışımının yoğunluğunu; M_{kar}, karışımın moleküler ağırlığını; P_{op}, karışımın nominal basıncını; P, referans basıncı ile yerel basınç arasındaki basınç farkını; R, evrensel gaz sabitini; M_i, i kimyasal bileşeninin moleküler ağırlığını; Y_i, i kimyasal bileşeninin kütle kesrini; T ise yerel sıcaklıkları ifade etmektedir.

Gaz türbini yanma odasında yanma reaksiyonunu tanımlamak amacıyla, metan, etan, ve propan olmak üzere üç farklı yakıt kullanılmıştır. Bu hidrokarbon yakıtların yanması iki basamaklı genel reaksiyon mekanizması aşağıda verilmiştir.

$$C_xH_y + (\frac{x+y}{2})\mathrm{O}_2 \rightarrow xCO + \frac{y}{2}H_2O \quad (3.22)$$

$$CO + \frac{1}{2}O_2 \rightarrow CO_2 \quad (3.23)$$

Metan:

$$CH_4 + 2(\mathrm{O}_2 + 3,76\,\mathrm{N}_2) \rightarrow \mathrm{CO}_2 + 2H_2O + 7,52N_2 \quad (3.24)$$

Etan:

$$2C_2H_6 + 7(\mathrm{O}_2 + 3,76\,\mathrm{N}_2) \rightarrow 4\mathrm{CO}_2 + 6H_2O + 26,32N_2 \quad (3.25)$$

Propan:

$$C_3H_8 + 5(\mathrm{O}_2 + 3,76\,\mathrm{N}_2) \rightarrow 3\mathrm{CO}_2 + 4H_2O + 18,8N_2 \quad (3.26)$$

3.3.1 Girdap Ayrışma Modeli

Yapılan çalışmada, kimyasal reaksiyon oranı üzerine türbülansın etkisini hesaplamak için, Spalding tarafından önerilen ve girdap kırılma modelini kullanan Hjetager ve Magnussen'in önerdiği Eddy Dissipiation Modeli kullanılmıştır [30]. Bu modelde reaksiyon oranları, türbülanslı karışım tarafından yönetilir. Girdap ayrışma modeli (Eddy Dissipation Model), kimyasal olayların son derece hızlı gerçekleştiği varsayımına dayanan, güçlü ve sayısal olarak stabil bir model olarak bilinmektedir ve yanma simülasyonlarında yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Girdap ayrışma modeli (Eddy Dissipation Model), reaksiyona girenler ve ürünlerin içerdiği türbülanslı girdapların bozulma oranı ile reaksiyon oranı arasında ilişki kurar. Türbülanslı girdapların bozulma oranı, türbülans kinetik enerjisi ve girdap harcanım oranı ile orantılıdır. Bundan dolayı herhangi bir k reaksiyonunda, i kimyasal bileşeninin net üretim oranı yani reaksiyonda belirleyici olarak göz önünde bulundurulması gereken reaksiyon oranı, bu reaksiyon oranlarından daha küçük olanı belirlenerek bulunur. Denklem(3.27) de verilen girdap harcanım oranı eklenmiş, girenler için reaksiyon oranını göstermektedir. Buradaki

minimum değer, $R_{i,k}$'yı belirler. Denklem(3.28) ise ürünler için girdap harcanım oranı eklenmiş reaksiyon oranını göstermektedir.

$$R_{i,k} = \upsilon'_{i,k} M_i \rho A \frac{\varepsilon}{k} \min_R \left(\frac{Y_R}{\upsilon'_{i,k} M_R} \right) \tag{3.27}$$

$$R_{i,k} = \upsilon'_{i,k} M_i \rho A B \frac{\varepsilon}{k} \frac{\sum_P Y_P}{\sum_j^N \upsilon''_{j,k} M_j} \tag{3.28}$$

Denklem(3.27)deki parantez içindeki terim reaksiyona giren her bir kimyasal bileşen için kütle kesrini ifade eder. Ayrıca, $\upsilon'_{i,k}$, herhangi bir k reaksiyonunda, reaksiyona giren i kimyasal bileşeninin stokiyometrik katsayısını; $\upsilon''_{j,k}$, reaksiyondan çıkan j kimyasal bileşeninin stokiyometrik katsayısı; M, kimyasal bileşenlerin mol kütlesini; Y_p ve Y_R sırasıyla reaksiyondan çıkan ve reaksiyona giren kimyasal bileşenlerin kütle kesirleri; A ve B ise deneysel sabitler olup değerleri sırasıyla 4 ve 0.5' dir.

3.3.2 Taşınım Parametreleri

Isı iletimi, difüzyon ve viskozite gibi taşınım prosesleri gaz içindeki moleküllerin hareketiyle oluşmaktadır. Ayrıca, sıcaklık gradyanlarının sebep olduğu kütle transferi (Soret etkisi) ve konsantrasyon gradyanlarının neden olduğu enerji transferi (Duffour etkisi) ek taşınım parametreleri de vardır fakat toplam taşınım parametrelerine etkisi çok düşük olduğundan yanma işlemlerinin simülasyonlarında genellikle ihmal edilirler.

Viskozite, hız gradyanlarının neden olduğu momentumdur. Çok sayıda kimyasal bileşeni bulunan sistemlerin modellenmesinde, kompozisyona bağlı viskozite değeri aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$\mu = \sum_i \frac{X_i \mu_i}{\sum_i X_i \varphi_{i,\mathrm{j}}} \tag{3.29}$$

$$\varphi_{i,j} = \frac{1}{2\sqrt{2}}\left(1+\frac{M_i}{M_j}\right)^{-1/2}\left[1+\left(\frac{\mu_i}{\mu_j}\right)^{1/2}\left(\frac{M_j}{M_i}\right)^{1/4}\right]^2 \quad (3.30)$$

Burada, X_i, i kimyasal bileşeninin mol kesri; $\varphi_{i,j}$,doğruluğu arttırmak için geliştirilen ve ilgili kimyasal bileşeninin moleküler ağırlığına ve viskozitesine bağlı olarak hesaplanan düzeltme faktörüdür.

Isı iletimi, sıcaklık gradyanlarının oluşturduğu enerji transferidir. Isıl iletkenlik, çok bileşenli kimyasal sistemlerde, kinetik teori göz önüne alınarak şu şekilde hesaplanır:

$$\lambda = \sum_i \frac{X_i \lambda_i}{\sum_j X_j \varphi_{i,j}} \quad (3.31)$$

Difüzyon, konsantrasyon gradyanları nedeniyle oluşan kütle transferidir. Yapılan bu çalışmadaki reaktif akışta baskın kimyasal bileşen, atmosferik azottur ve mol kesri yaklaşık olarak 0,79 dur. Konsantrasyonu diğer kimyasal bileşenlerden daha fazla olan bir kimyasal bileşeninin olduğu çok bileşenli karışımlarda, i kimyasal bileşeninin ikili difüzyon katsayısı aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$D_{i,m} = \frac{1-X_i}{\sum_{j,j\neq i} X_j / D_{ij}} \quad (3.32)$$

Burada, j ve i kimyasal bileşeni için ikili difüzyon katsayısıdır. [24]

3.3.3 Radyasyon Modeli

Gaz türbini yanma odasında yüksek sıcaklıklara (1800^{o}C civarı) ulaşılmasından dolayı, radyasyonla ısı transferi meydana gelmektedir. Yanma odasındaki sıcaklık dağılımının doğru tahmini için radyasyon modeline dikkat etmek gerekir. Bu çalışmada da daha doğru sonuçlar elde etmek için; sayısal simülasyonlarında iyi yakınsayan çözümler vermesi, hesaplama süresinin çok uzun olmaması ve kullanılan model yakıcı için uygun olması nedeniyle P-I radyasyon modeli kullanılmıştır. P-I model, radyasyon yoğunluğunun genişlemesine dayanan P-N modelin en basit durumudur. Bu model

radyasyonun bütün yüzeylere yayıldığını kabulü yapar. Geometrinin kompleksliğine bağlı olarak optik kalınlık eğer küçükse, doğruluğunda azalmalar olabilir. Radyasyonla transfer denklemi aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$\frac{dI(\mathrm{r},\mathrm{s})}{ds} = k\left[I_b - I(\mathrm{r},\mathrm{s})\right] \tag{3.33}$$

$$I_b = \sigma T^4 / \pi \tag{3.34}$$

Bu denklemde, I pozisyon vektörü r'ye bağlı olarak toplam radyasyon yoğunluğunu; s, yol uzunluğunu; k yutma katsayısını; I_b , siyah cisim yoğunluğunu; T , yerel gaz sıcaklığını ifade etmektedir.

P-I modeli için radyasyon akısı:

$$q_r = -\frac{1}{\left(3(\mathrm{a}+\sigma_s) - C\sigma_s\right)}\nabla G \tag{3.35}$$

Bu eşitlikte, a emme katsayısı; σ_s , saçılma katsayısı; G, yüzeye gelen radyasyon; C, eş yönlü olmayan doğrusal faz fonksiyon katsayısını ifade etmektedir.

Ayrıca modelde yerel radyasyon yoğunluğu belirlemek için:

$$\nabla(\Gamma\nabla G) - aG + 4a\sigma T^4 = 0 \tag{3.36}$$

$$\Gamma = -\frac{1}{\left(3(\mathrm{a}+\sigma_s) - C\sigma_s\right)} \tag{3.37}$$

Duvar radyasyonu ısı akısı:

$$\vec{q}_r.\vec{n} = -\Gamma\nabla G.\vec{n} \tag{3.38}$$

$$\vec{q}_r = -\Gamma\frac{\partial G}{\partial n} \tag{3.39}$$

Çalışmada kullanılan P-I modelinde, gri cisim olarak kabul edilen radyasyonun dalga boyundan bağımsız olduğundan, yukarıda ki denklemlerden belirlenen radyasyon

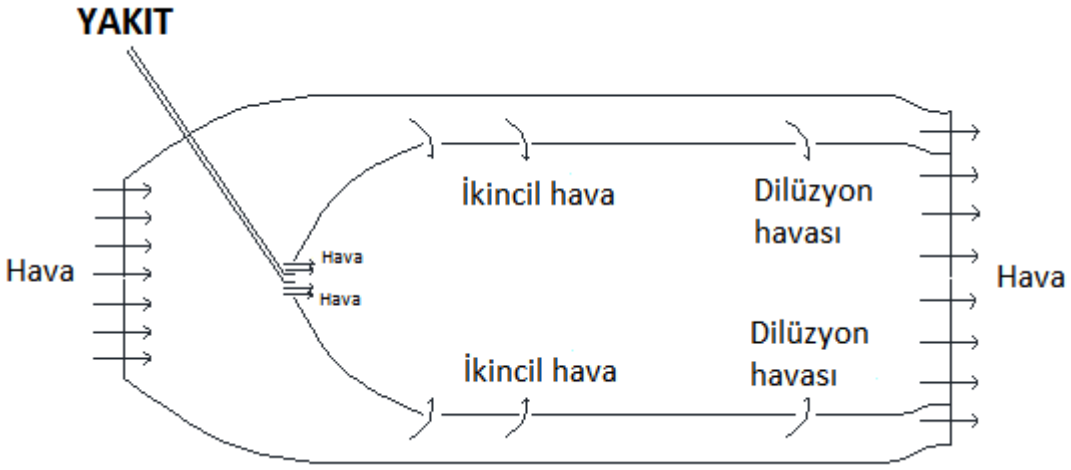
yoğunluğu bütün dalga boylarının birleştirilmiş yoğunluğuna eşittir. Böylece, Fluent programında radyasyon modeli gri dağınık radyasyon modeli olarak adlandırılabilir.

3.4 Yanma Odası Geometrisi

Farklı parametrelerle yanma ve emisyon performansının araştırılacağı yanma odasının geometrisi ve boyutları belirlenmiştir. Gaz türbini yanma odası geometrisinin endüstriyel ürünlerde en çok kullanılan oda tipi olan boru (can) tipi yanma odasından esinlenilmiştir. Bu boru tipi yanma odasının dizaynı, gerçekte kullanılan gaz türbini yanma odaları dikkate alınarak yapılmıştır. Literatürdeki benzer çalışmalarda kullanılan yanma odası geometrileri incelenerek kullanılacak yakıtların alev özelliğine göre bir dizayn gerçekleştirilmiştir.

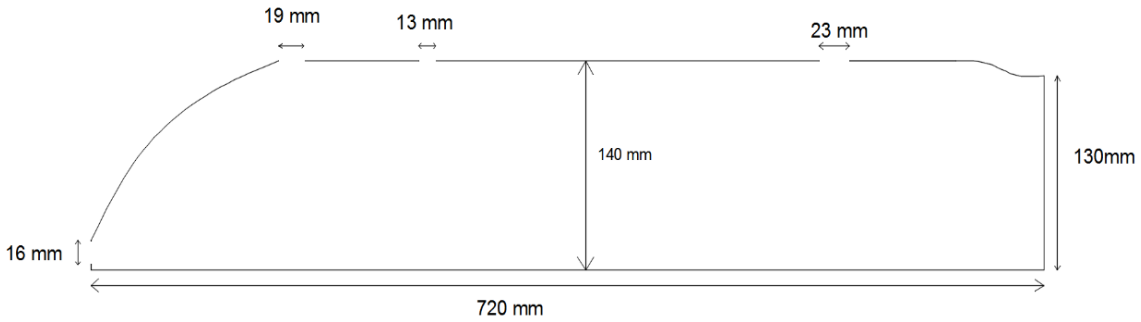
Gaz türbinleri yanma odasının temel dizayn parametreleri araştırılmış ve gerçekle kıyaslama yapılarak dizayn parçalarının hesaplanması verilmiştir. Yanma odasının geometrisi dizaynı yapılan hesaplarla oluşturulmuş ve optimum sonuçları verilmiştir. [31]

Bu yapılan çalışmalardan yararlanılarak (Şekil 3.1)de gösterilen yanma odası geometrisi oluşturulmuştur. Yanma odası yarı çapı boyuna ve literatürdeki yanma odası yarıçapları dikkate alınarak r=160mm olarak alınmıştır. Farklı ısıl güçlerde yapılan bu çalışma için yanma odası boyu l=900mm olarak alınmıştır.



Şekil 3.1 Gaz türbini yanma odası geometrisi

Literatürdeki çalışmalarda genellikle yanma odası iç kısmı incelenmiş olup, geometrisi de düz silindirik çalışılmıştır. Bu çalışmada literatürden farklı olarak, geometri değiştirilerek gerçeğe daha yakın bir yanma odası dizaynı oluşturulmuştur. Ayrıca bir başka farklılık olarak da ikincil ve dilüzyon hava girişleri de ihmal edilmeden çalışılmıştır. Böylece pratikteki çalışma sonuçlarına daha çok yaklaşılmıştır. Çalışılan modelleme (Şekil 3.2)'de daha ayrıntılı bir şekilde gösterilmiştir.



Şekil 3.2 Çalışması yapılan yanma odası modeli

Yakıt giriş yarıçapı=4mm, birincil hava girişi yarı çapı=20mm, ikincil ve dilüzyon hava girişleri sırasıyla 19mm, 13mm ve 23mm'dir. Modellemenin incelendiği kısmın yarı çapı: 140mm, boyu: 720mm, ve çıkış yarıçapı: 130mm'dir.

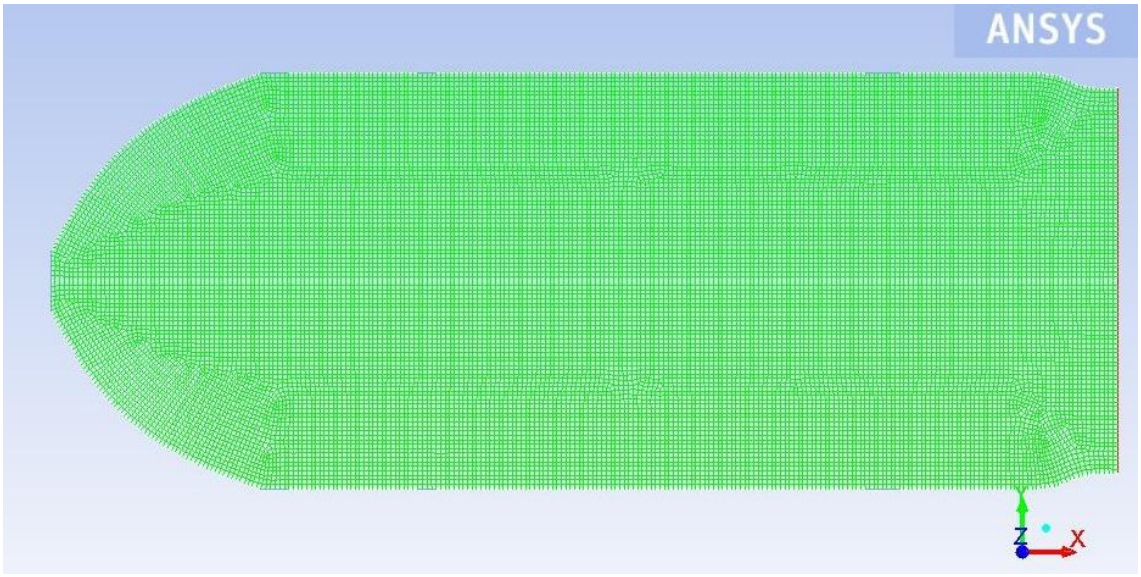
3.5 Yanma Odası Özellikleri ve Sınır Koşulları

Simülasyona başlamadan önce hesaplama modelinin seçilmesi gerekir. Bunlar, fiziksel sistem, iki boyutlu veya üç boyutlu çözüm, sınır şartları, sayısal ağ üretimi, laminer veya türbülans tanımlaması, türbülans modelinin seçilmesi, yanma modelinin seçilmesidir. Bu hususlara önemle dikkat edilmesi gerekir. Çalışmada, yanma odasının alanında hesaplamalar için sayısal ağ (grid) oluşturulmuştur. Oluşturulan bu sayısal ağların çözüm kararlılığı ve doğruluğu üzerinde büyük bir etkisi vardır. Ansys programının mesh bölümünden gerekli hesaplama ağları oluşturulmuştur. Yanma modelinde akış eksenel simetrik olarak kabul edilmiştir. Grid'ler deki hücrelerin sayısı hesaplama zamanı ve yakınsama zorluklarından dolayı mümkün olduğunca küçük oluşturulmuştur. Bu ağ oluşturulmasında çeşitli denemeler yapılarak 20916 düğüm sayısında karar kılınmıştır. Daha fazla düğüm sayısında sonuçları değiştirmediğinden dolayı, çalışmada tüm simülasyonlar 20916 düğüm sayısına göre yapılmıştır. Yanma odası, toplam 20647

trihedral ve tetrahedral hücreden oluşmaktadır. Sayısal ağ (Şekil 3.3)'de gösterilmiştir fakat hücre sayısı oldukça sık ve küçük olduğundan dolayı daha az düğüm sayısına sahip meshimizin görüntüsü (Şekil 3.4)'de verilmiştir. Yanma odası giriş ve çıkışları daha sık meshlenerek daha çok hücre oluşturulmuştur.



Şekil 3.3 Hesaplama ağı



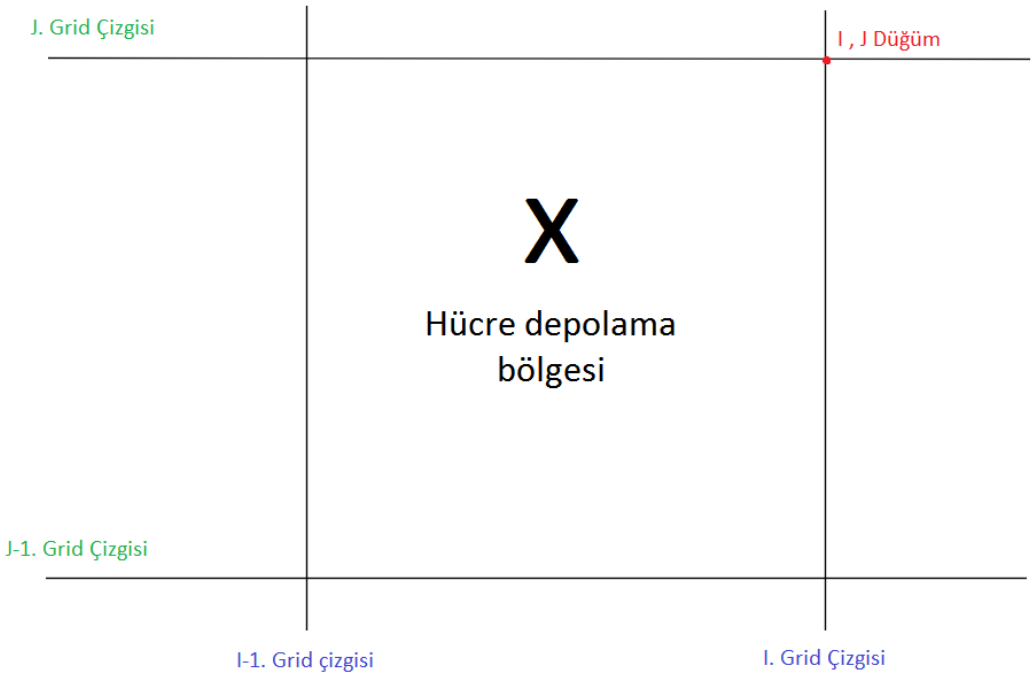
Şekil 3.4 ANSYS Fluent programında kullanılan seyrek meshimizin görüntüsü

Yanma odasının modeli için hesaplama alanı oluşturulduktan sonra simülasyon için hesaplanabilir hacimdeki akışkan özellikleri ve sınır şartları belirtilmiştir. Bu veriler Ansys Fluent programının veri tabanında mevcuttur. Yanma odası modelinde yakıt girişi, hava girişi, soğutma hava girişleri kütlesel debi sınır şartı kullanılmıştır ve yanma odası çıkışı için ise basınç sınır şartı tanımlanmıştır. Oda yüzeyinin sınır şartı duvar olarak girilmiş, duvar sınır şartının kullanıldığı yerlerde, sıcaklık ve konvektif ısı transferi karakteristikleri seçilmiştir. Sayısal hesaplamada yakıt hava girişlerinde kütlesel debi sıcaklık, türbülans değerleri, girdap sayısı ve kompozisyon değerleri tanımlanmıştır. Kompresör sıkıştırma oranını 10 olduğundan dolayı yanma odası hava giriş sıcaklığı 579 K ve yakıt giriş sıcaklığı

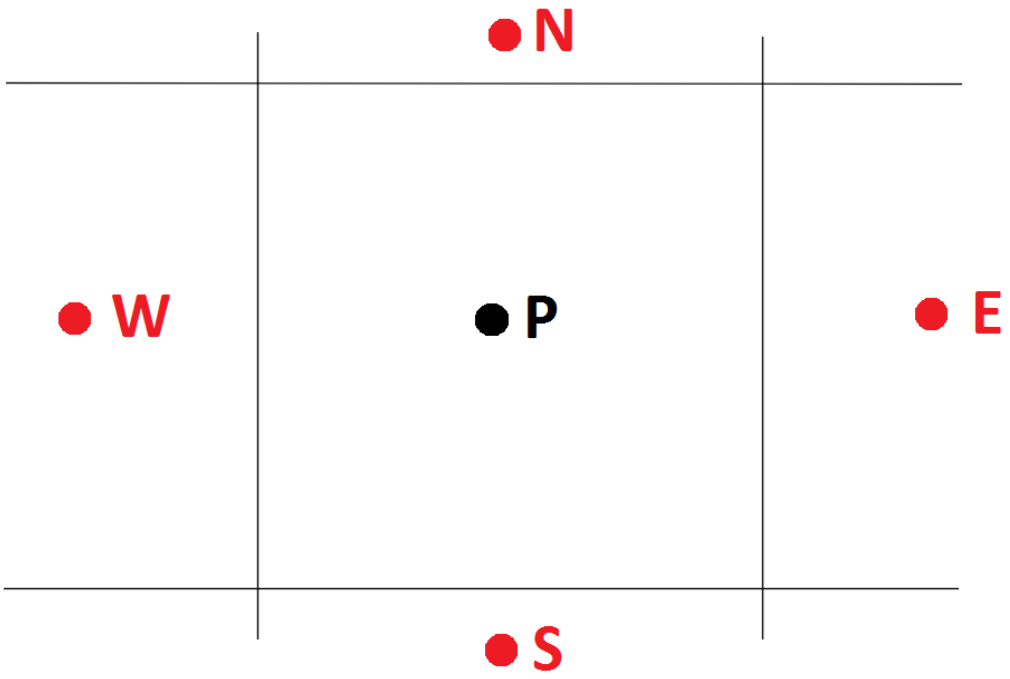
312 K olarak tanımlanmıştır. Çalışmanın genelinde kullandığımız yakıt debisi 0,0006 kg/s dir. Ayrıca çalışmada türbülans yoğunluğu yakıt ve hava girişlerinde %10, yanma odası çıkışında %8 olarak girilmiştir. Çalışmada akışkan yoğunluğu önceden belirttiğimiz gibi ideal gaz kanunu kullanılarak belirlenmiştir.

3.6 Sayısal Çözüm

Bölümün başında verildiği üzere kütle, momentum, enerji, türbülans ve kimyasal tür korunum denklemleri kontrol hacim metodu kullanılarak çözülmüştür. Göz önünde bulundurulan hesaplama hacmi ayrıklaştırılabilen kontrol hacimlerine dönüştürülmüştür. Bu metotta hesaplama alanı genel bir hesaplama ağı kullanılarak ayrıklaştırılmış bilinmeyenler (hız, basınç vb.) için cebirsel denklemler oluşturularak tek tek kontrol hacimleri üzerinde bütünleştirilerek denklemler çözülür. (Şekil 3.4)'de şaşırtmasız grid depolama düzeni kullanılarak ayrık kontrol hacimlerinin tanımlanması ve (Şekil 3.5)'de ise bir P düğümü etrafında hesaplama hücresi gösterilmiştir. Aynı kontrol hacmi tüm korunum denklemlerinin bütünleştirilmesi için kullanılmaktadır. Hız, basınç vb. gibi tüm değişkenler ve bütün skaler değerler kontrol hacminin hücre merkezinde toplanır.



Şekil 3.5 Kontrol hacmi depolama düzeni



Şekil 3.6 P düğümü etrafında hesaplama hücresinin gösterimi

Korunum denklemleri hesaplama hücreleri üzerinde integre edilerek sonlu farklar yaklaşımlarına indirgenir. Kütle, enerji ve kimyasal türler için korunum denklemlerinin genel formunun (3.40) integrasyonundan sonra oluşan cebirsel denklemler (3.41) aşağıdaki genel formda yazılabilir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi)+\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i\phi)=\frac{\partial}{\partial x_i}\left[\Gamma_\phi\frac{\partial\phi}{\partial x_i}\right]+S_\phi \tag{3.40}$$

$$\phi P\sum_i\left(A_i-S_p\right)=\sum_i\left(A_i\phi_i\right)+S_c \tag{3.41}$$

Burada toplam komşu sonlu farklı hücrelerindendir. A, konvektif ve difüzyon akılarından gelen katkıları içeren katsayılardır. Sc ve Sp lineerleştirilmis kaynak teriminin elemanlarıdır. Akış değişkenlerinin türevlerini hesaplamak ve grid noktaları arasına enterpolasyon için bir güç kanunu fark yöntemi kullanıldı. Bu çalışmada, aşağıda verilen adımları elde ederek doğru çözümlere ulaşmak için yarı kapalı iteratif yöntem (semi-implict iterative scheme) kullanıldı.[32]

1. Eksenel ve radyal mesafelerde momentum denklemleri hız alanının güncellemek için tahmin edilen basınçlar ile çözüldü.

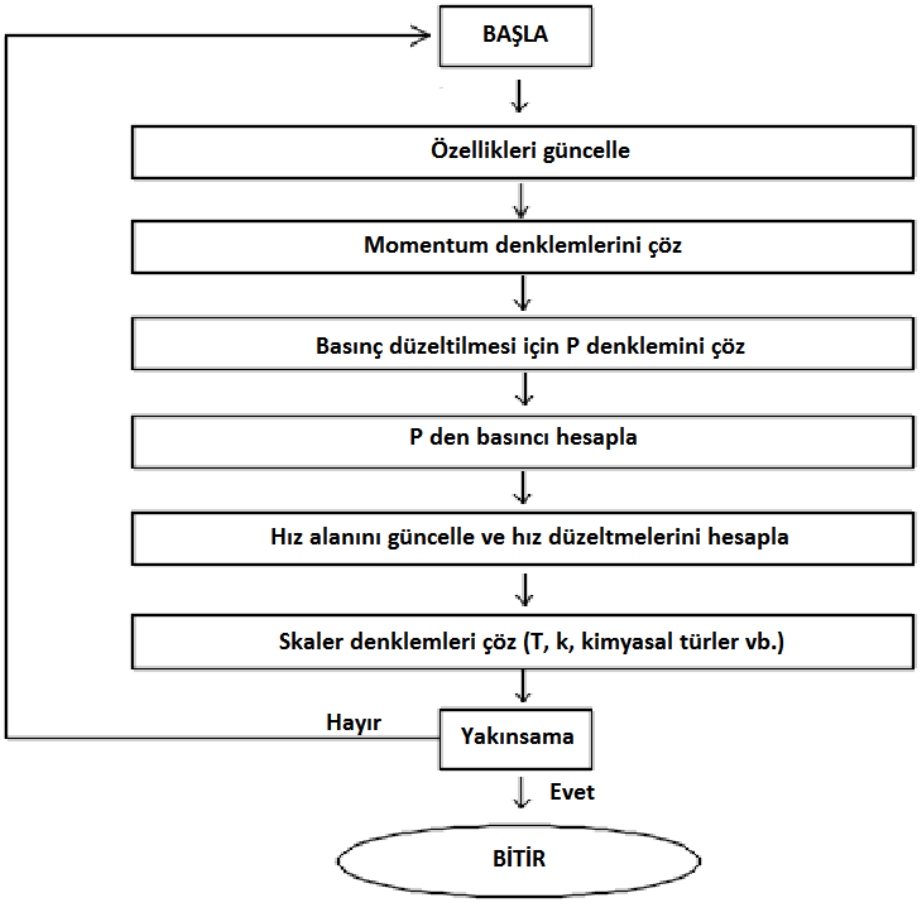
2.Basınç düzeltmeleri için basınç korelasyon denklemi çözüldü. Basınç alanı ve hız alanı daha sonra güncellendi.

3. Hız alanını güncellemek için k ve ε denklemleri çözüldü. Sonra, kalan denklemler (entalpi,kimyasal tür korunumu, ilave türbülans denklemleri vb.) diğer değişkenler güncellenmiş değerlerini öncelikli kullanarak çözüldü.

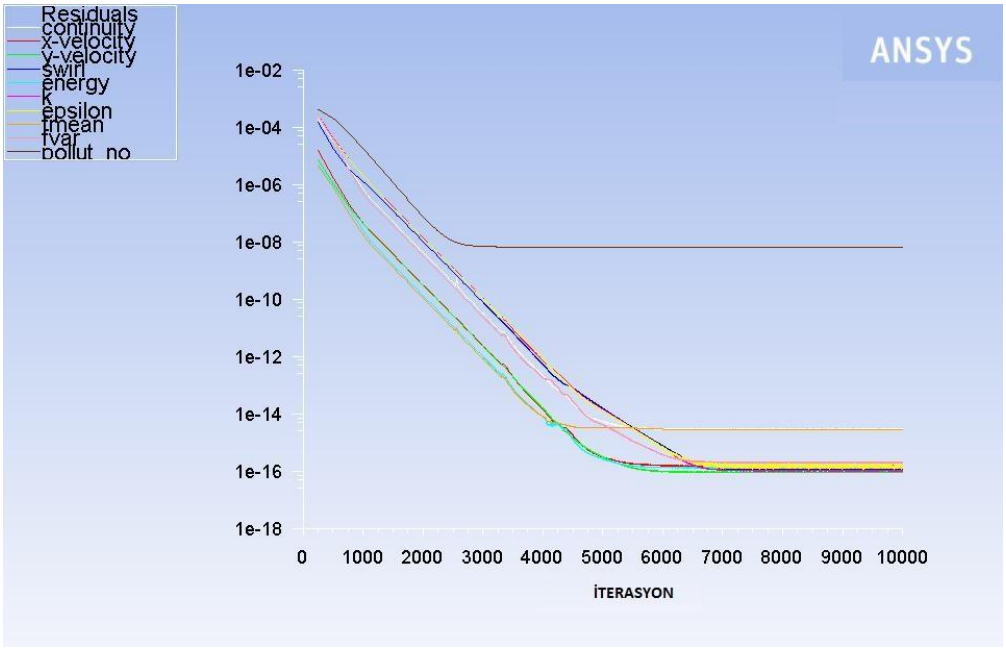
4. Hesaplamayı tamamlamak için akışkan özellikleri güncellendi.

5. İyi yakınsayan çözümlere ulaşmak için problemin yakınsaması kontrol edildi.

Yukarıda verilen iteratif çözüm adımları bir problemin yakınsaması yeterli olana kadar sürdürür. Bu işlemin akış diyagramı (Şekil 3.7)'de verilmiştir. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) programı hesaplama alanında her hücre için atıkları hesaplamakta her bir denklem için bir artık rapor ederek bunları çözmektir. Her akış değişkeni için bu atıklar kullanıcıya her iterasyonda çözümde hata derecesinin bir ölçüsünü vermektedir. Sunulan çalışmada yapılan sayısal simülasyonlarda iyi yakınsayan çözümler elde edilmiştir. Yanma simülasyonlarında karmaşık türbülanslı reaksiyon akışlarında iyi yakınsayan çözümlere ulaşmak oldukça zordur [19]. Çalışmada simülasyon sonuçlarında yakınsama kriteri olarak $1x10^{-7}$ değeri kullanılmıştır. Hatta radyasyon ve enerji için $1x10^{-12}$ olarak alınmıştır. (Şekil 3.8)'de yanma simülasyonunun sonuçlarındaki yakınsama değerlerinin istenilen seviyede çıktığı gösterilmiştir.



Şekil 3.7 ANSYS Fluent programı çözüm yöntemi akış şeması gösterimi



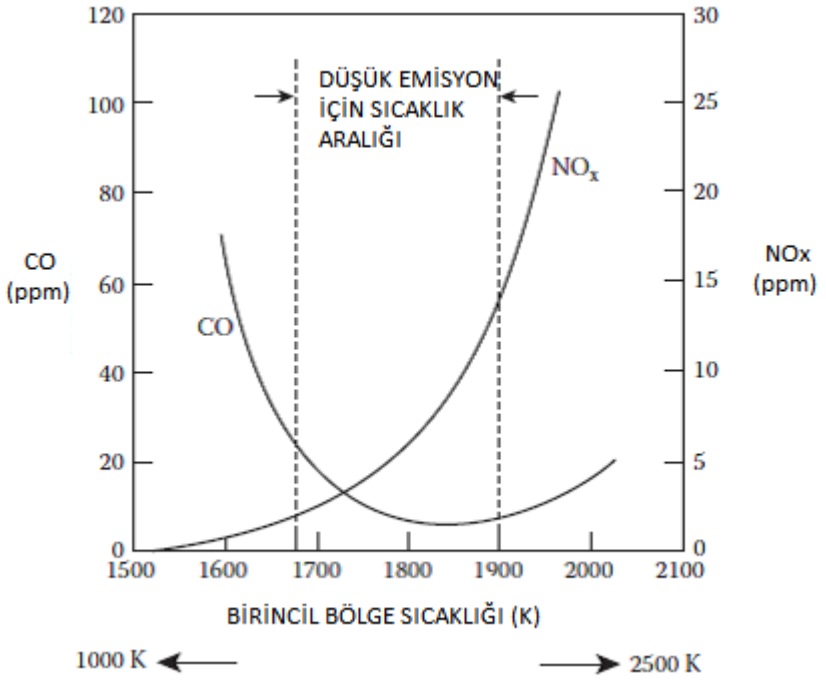
Şekil 3.8 Hesaplamalardaki yakınsamanın gösterimi

Bu çalışmada sayısal hesaplama, Ansys Fluent CFD programı vasıtasıyla gerçekleştirilmiştir. Sayısal çözüm olarak Coupled (bir arada çözüm yöntemi) kullanılmıştır. Bu yöntemle yüksek hızlı sıkıştırılabilir akışlarda eş zamanlı enerji, momentum ve süreklilik denklemlerini çözer. Akışkan özellikleri o anki çözüme göre güncelleştirilir fakat başlangıçta verilen giriş değerlerini kullanır. Süreklilik, momentum, enerji ve kütle denklemleri eş zamanlı çözülür. Bununla birlikte, türbülans ve radyasyon gibi skaler denklemler daha evvelden güncelleştirilen değişkenlere ait değerler yardımıyla çözülür. Basınç ve hız dağılımları hesaplanmasında ise şaşırtmalı hesap noktaları PRESTO (Pressure staggered Option) yöntemi kullanılmıştır. Ayrıklaşma işlemlerinde ikinci dereceden enterpolasyon yöntemi (Second Order Upwind) kullanılmıştır.

BÖLÜM 4

ANALİTİK YAKLAŞIMLAR

Birçok araştırmacı tarafından NO_X ve CO emisyonları üzerinde epeyce çalışmalar yapılmıştır. Bu çalışmalar göstermiştir ki NO_X ve CO emisyonları oluşumunun en büyük etkenleri arasında sıcaklık ve ekivalans oranı bulunmaktadır. (Şekil 4.1)'de gösterildiği gibi CO emisyonu ile NO_X emisyonu oluşumu birbiri ile ters orantılıdır.



Şekil 4.1 CO ve NO_X emisyonları oluşumuna sıcaklık etkisi [29]

Bu bölümde NO_X ve CO emisyonları üzerine yapılmış yarı analitik yaklaşımlar ve yaklaşımı etkileyen parametrelerin nedenleri ile gerekli bilgiler verilmiştir.

4.1 NO_X Emisyonu Analitik Yaklaşımları

W.S.Y. Hung 1975'de yayınladığı çalışmada [33], konveksiyonel gaz türbini yanma odasında NO_X emisyonunu belirlemek için analitik bir model tanımlaması yapmıştır. Çok süre geçmeden yayınladığı o çalışmada birkaç değişiklik yapmıştır. Son değişikliklerle beraber bu modelde su enjeksiyonunu, hava-yakıt oranı düşürülmesi işlemini, birincil havanın fakirleşmesini, düşük alev sıcaklığını ve yakıt hava karışım etkisini incelemiştir. Bu model, en önemli özelliği olan difüzyon prosesini modellediği için sonraki yıllarda kısıtlı difüzyon karışım modellerinde referans olarak gösterilmiş ve laboratuvar ile pratikteki sonuçları arasında gayet iyi yaklaşımlar sergilemiştir. Fakat o zamanlarda sadece yanma odasında NO_X azaltıcı dizayn aracı olarak kullanılmıştır.

1995 yılında yapılan çalışmada [34], pratikte kullanılan çeşitli gaz türbini modellerinin NO_X emisyonlarını kullanarak performansa bağlı emisyon programını geliştirmiştir. Programı NO_X emisyonu datalarını bir araya getirerek oluşturmuştur. ISO koşullarında, yakıt-hava oranı ile su-yakıt oranının modelde uygulanabildiğinde doğru sonuçlar verdiğini kabul ettirmiştir. Kullanıcı girdileri olarak yakıt tipi, kanal kısılması, yükseklik, yanma sistemi, nem oranı ve su enjeksiyonu kullanarak hesaplamalar yapmıştır. Çevre basıncı ve nem oranı arasında benzer bağlantılar kullanarak modelini geliştirmiştir.

1997'de Marshall vd. [35] 20 MW'dan daha küçük sabit gaz türbinlerinde, NO_X ve CO emisyon parametrelerini geliştirmeyi amaçlamıştır. Bu NO_X ve CO emisyonu tahmini algoritmasının genel şeklini, temel mühendislik prensiplerine dayandırmış ve daha sonra bu algoritmayı nasıl geliştirdiğini çalışmasında açıklamıştır. Bu algoritmada kullanılan nem oranı, çevre sıcaklığı ve gaz üretici hızı, prosesin kontrolü için düzenli olarak gözlemlenmiştir.

Gaz türbinlerinde NO_X emisyon belirlenmesinde yarı analitik bir ifade geliştirilmiştir [36]. Lewis'in NASA tarafından yayınlanan bu çalışmasında, deneysel alev verilerinden NO_X tahmini yaptığı şu ifade çıkmıştır:

$$NO_x = 7.50 \times 10^{-6} e^{8.28 \times 10^{-3} T} \tag{4.1}$$

Bu ana ifade, sadece alev sıcaklığına bağlı sonuç tahmini yapmaktadır fakat doğru alev sıcaklığını bulmak için nem oranı, yakıt tipi, güç ve su enjeksiyonu gibi etmenlere bağlıdır. Lewis bu ilişkilerin sadece dizayn aracı olarak yararlı olacağını belirtiyor. 10 yıl sonra, eski ifadesine basınç etkisini de ekleyerek benzer ilişkili farklı bir analitik yaklaşım ortaya koymuştur [37].

$$NO_x = 3.32\times10^{-6}\exp(0.008T)P^{0.5} \tag{4.2}$$

Bu analitik yaklaşımda, fakir ve homojen karışım yanmaları için NO_X miktarını gösterme amaçlanmıştır. Bu ifade, NO_X oluşumunun sadece yanma sıcaklığına ve basınca bağlı olduğunu, aynı zamanda yanma süresinden tamamen bağımsız olduğunu savunmaktadır. Lewis'e göre, zamandan bağımsız olmasının sebebi, ürünlerinin yanma odasında kalma süresi değildir. Ancak değerlendirilen ilgili moleküllerin özellikle de azot moleküllerinin dinlenme süresi, hava kullanılan tüm yanma işlemlerinde aynıdır.

1994'te, Becker ve Perkavec'in yayınının özeti olarak; NO_X emisyonu oluşumunun analitik yaklaşımı hakkında dört eşitlik bulunmaktadır [38]. Bu eşitliklerde deneysel veya gerçek saha verileri uydurularak farklı parametreler ve sabitler oluşturulmuştur. Bu parametreler; ekivelans oranı, yanma basıncı, nem oranı ve hava debisini içermektedir. Yazarlar gaz türbini yanma modelini, çalışma şartları ve farklı yakıtlarla yanma işlemlerini dört denklemle sınırlandırarak ifade etmişlerdir.

Benzer bir makale çalışması da 1995'te Bakken ve Skogly tarafından yayınlanmıştır [39]. Önceden geliştirilen yaklaşımlara ilave olarak yeni bir ifade ortaya çıkarmışlardır:

$$NO_x = 62P^{0.5}FA^{1.4}\exp\left(\frac{-635}{T_4}\right) \tag{4.3}$$

Burada, T_4 , yanma odası tahliye sıcaklığı; FA, yakıt-hava oranı; *P,* kompresör çıkış basıncıdır. Bu yeni yaklaşımın geliştirilmesinde, bileşenlerin çözünmesi etkisi de bulunmaktadır. Yazarların istatiksel analizlerinin dayanağına göre bileşenlerin çözünmesi etkisi; kompresör çıkış basıncı, yakıt-hava oranı ve yanma odası tahliye sıcaklığına bağlı olarak ortaya konabilir.

Bir başka yaklaşımda 1993'te Rokke vd. tarafından geliştirilmiştir[40].

$$NO_x = 18.1 P^{1.42} \dot{m}_{\alpha}^{0.3} FA^{0.72} \quad (4.4)$$

1.5 ile 34 MW güçleri arasında, beş farklı doğalgaz yakan endüstriyel gaz türbini işletim değerleri ölçülerek oldukça tatminkâr bir yaklaşım ortaya çıkmıştır. Yaklaşımda yanma sıcaklığının bulunmamasına rağmen, yakıt-hava oranı etkisiyle NO_X emisyonunun doğru sonuçlar verdiği görülmüştür.

Son olarak da Lefebre'nin yaklaşımını aşağıdaki gibi ifade etmek mümkündür[29]:

$$NO_x = 0.459 \times 10^{-8} P^{0.25} F t_{res} \exp(0.01 T_{pz}) \quad (4.5)$$

Bu denklemde, P, yanma odası basıncı; F, birincil hava oranı; T_{pz}, birincil bölge sıcaklığı; t_{res}, birincil yanma bölgedesin deki kalma süresidir.

4.2 CO Emisyonu Yaklaşımları

Birçok araştırmacı tarafından gaz türbinlerinde CO emisyonu oluşum tahmini için çeşitli yaklaşımlar ortaya konulmuştur. Bunlardan birisi de Lefebvre'nin geliştirdiği [29] bu yaklaşımdır:

$$CO = \frac{86 \dot{m}_{\alpha} T_{pz} e^{-(0.00345 T_{pz})}}{(\mathrm{V}_c - \mathrm{V}_e)(\frac{\Delta P}{P})^{0.5} P^{1.5}} \quad (4.6)$$

T_{pz}, birincil bölge sıcaklığı; P, yanma odası basıncı; ve yanma hacmi (V_c) şu şekilde elde edebiliriz:

$$V_c = \frac{0.55 \dot{m}_{pz} D_0^2}{\rho_{pz} \lambda_{eff}} \quad (4.7)$$

Yanma odası giriş sıcaklığı 486-864 K arasındaki durumlarda ölçülen ile tahmin edilen CO emisyon değerlerinde küçük farklılıklar gözlemlenmiştir.

Lefebvre'nin CO emisyonu hakkında benzer bir yaklaşımını da şu şekilde ifade edebiliriz:

$$CO = 0.333\times10^{10}\frac{\exp(-0.00275T_{pz})}{FP^{1.5}(\mathrm{t}_{res}-0.55\,\mathrm{t}_{ev})(\Delta P/P)^{0.5}} \tag{4.8}$$

Lefebvrenin yaklaşımına benzer bir ilişkiyi de Rizk vd. 1993 yılında türetmişlerdir [41]. Onların yaklaşımı denklem (4.9)'da ifade edilmiştir. Bu analitik yaklaşımda basıncın, CO emisyonu oluşumu üzerinde yanma sıcaklığından daha fazla etkili olduğu ortaya konmuştur. Bu yaklaşım kıyaslamaları, yanma odası giriş sıcaklığı 460 ile 680 K arasında iken yapılmıştır.

$$CO = \frac{0.18\times10^{9}e^{\left(\frac{7800}{T_{pz}}\right)}}{P^{2}(\mathrm{t}-0.4\,\mathrm{t}_{e})(\frac{\Delta P}{P})^{0.5}} \tag{4.9}$$

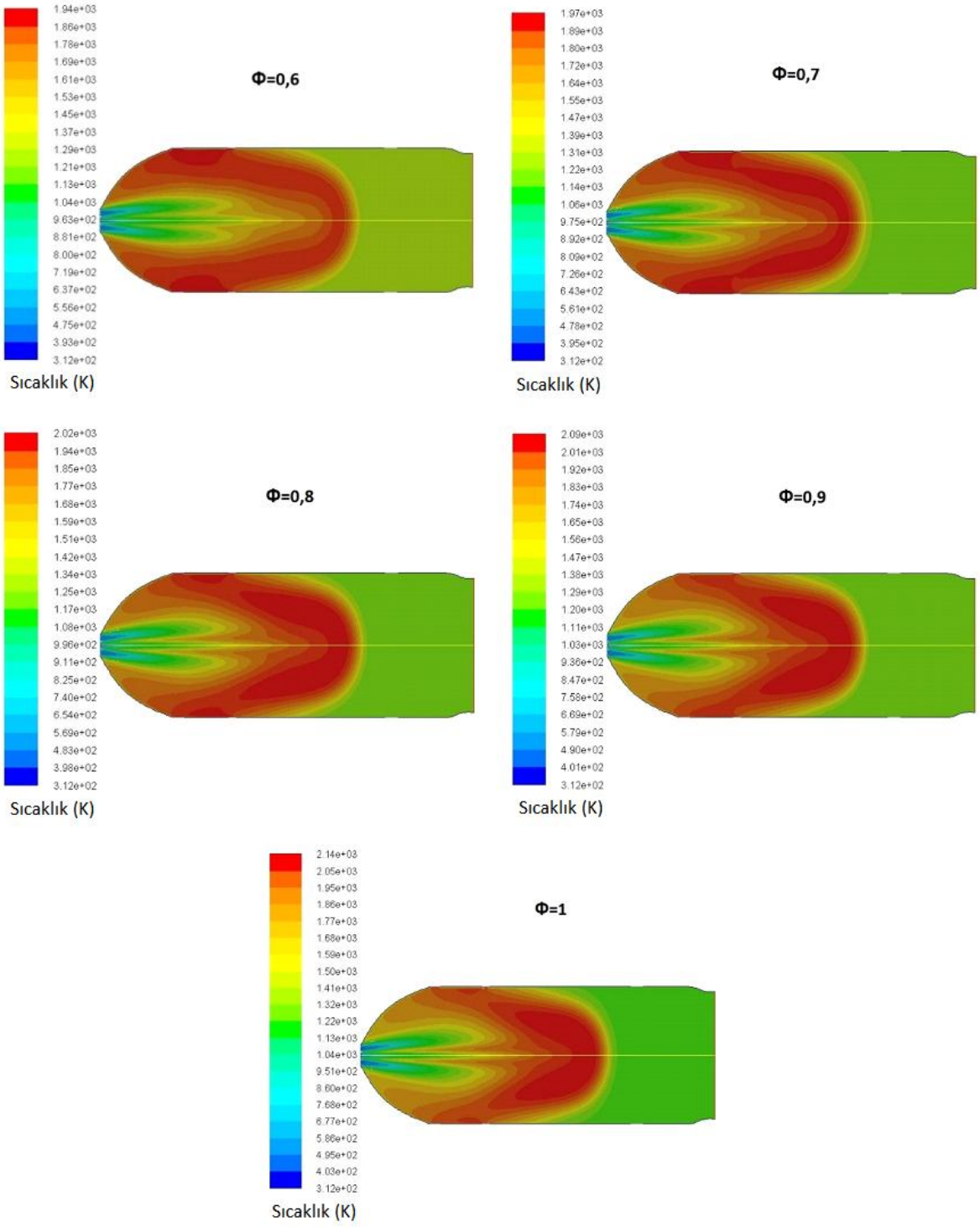
Lefebvre ve Rizk 'in bu yaklaşımları, aircraft motorlarında geliştirilmiş ve fakir ön karışımlı endüstriyel gaz türbinlerine de uyarlanabilmektedir.

BÖLÜM 5

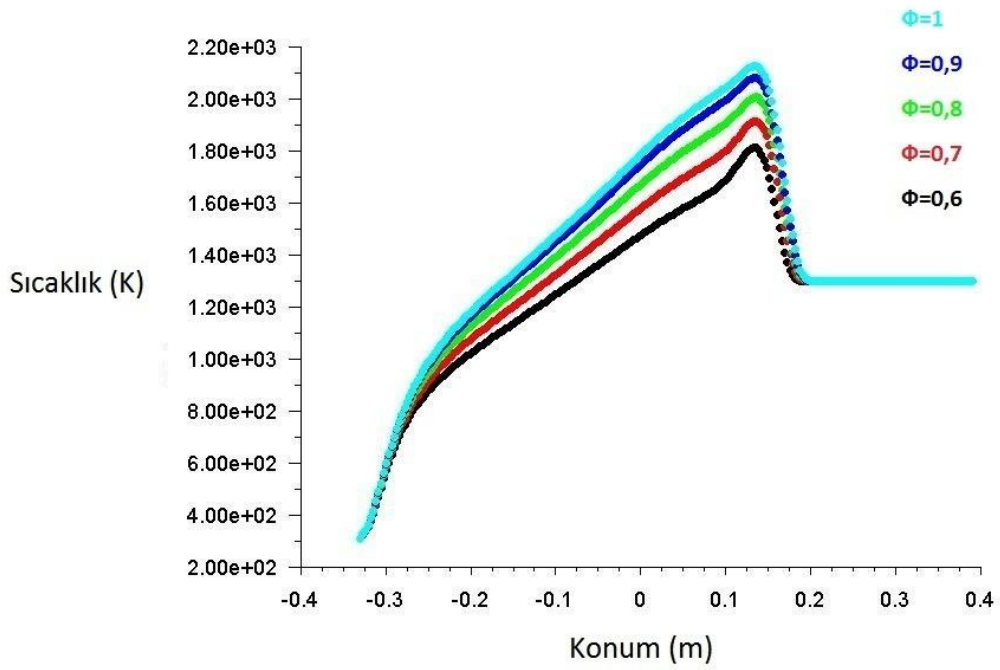
SAYISAL SONUÇLAR

5.1 Yanma Odası Modeline Ekivalans Oranı Etkisinin İncelenmesi

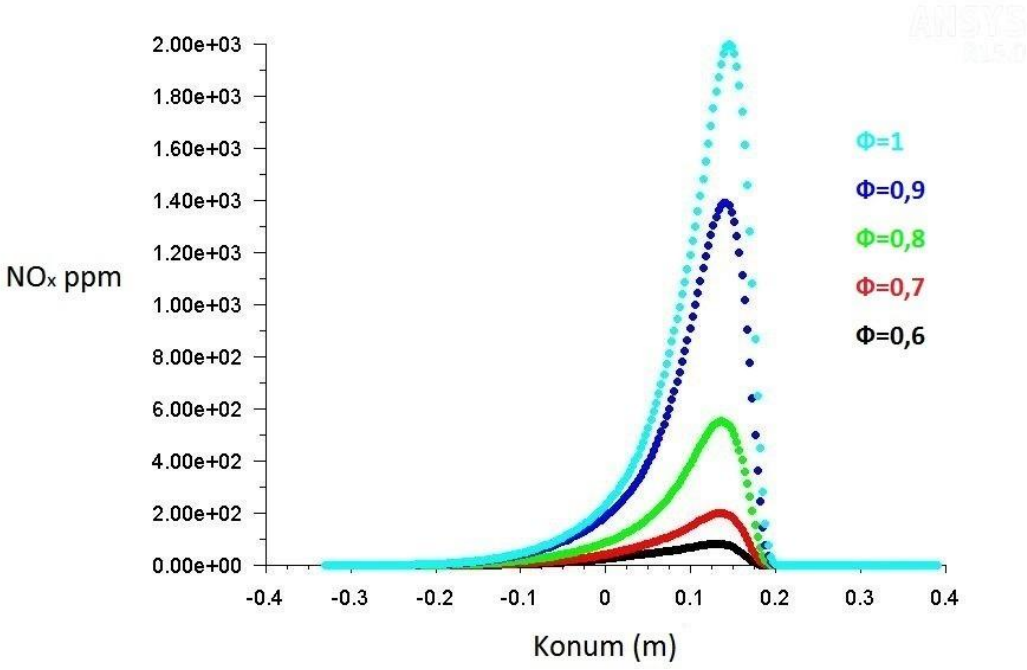
Yanma işlemiyle birlikte açığa çıkan ısı enerjisi, ortamın sıcaklığını oldukça yükseltmiş olur. (Şekil 5.1)'de yanma odası sıcaklık dağılımları ekivalans oranı etkisine göre incelenmiştir. Şekilde görüldüğü gibi ϕ=0,6 dan ϕ=1'e doğru gidildikçe yanma odasında oluşan alev sıcaklıkları artmıştır. ϕ =0,6 durumunda maximum alev sıcaklığı 1940 K iken, ϕ=0,7 de 1970 K, ϕ=0,8 de 2020 K , ϕ=0,9 da 2090 ve ϕ=1 değerinde 2140 K'e ulaşmıştır. Ekivalans oranının değişmesi, sadece alev sıcaklığını arttırmakla kalmamış ayrıca yanma oluşum bölgesini ve sıcaklık dağılımını da değiştirmiştir. (Şekil 5.2)'de farklı ekivalans oranları için yanma odası ekseni boyunca oluşan sıcaklık değeri kıyaslaması yapılmıştır. Ekivalans oranının artması, NO_X emisyon oluşumunda da benzer tavır göstermiştir. Meydana gelen NO_X'ler yanma odasının yakıcıya yakın bölgelerinde oluşmaktadır. Ekivalans oranı düşükken yanma odasında meydana gelen düşük sıcaklıklar nedeniyle oluşan NO_X miktarları da oldukça düşüktür. Bu NO_X emisyonları değerlerinde,ekivalans oranı yükseldikçe büyük artışlar görülmüştür. (Şekil 5.3)'te yanma odasının ekseni boyunca NO_X oluşumu değerleri gösterilmiştir. ϕ=0,6 durumunda yanma odasında kütlesel ortalama olarak 50 ppm, ϕ=0,7 iken 107 ppm, ϕ=0,8 iken 234 ppm, ϕ=0,9 iken 524 ppm ve ϕ=1 iken 764 ppm NO_X oluşmaktadır. Bunun nedeni, ekivalans oranı arttıkça oluşan zirve sıcaklıklarındaki artışın NO_X emisyonlarını arttırmasıdır.



Şekil 5.1 Ekivalans oranı etkisine göre yanma odası sıcaklık dağılımı

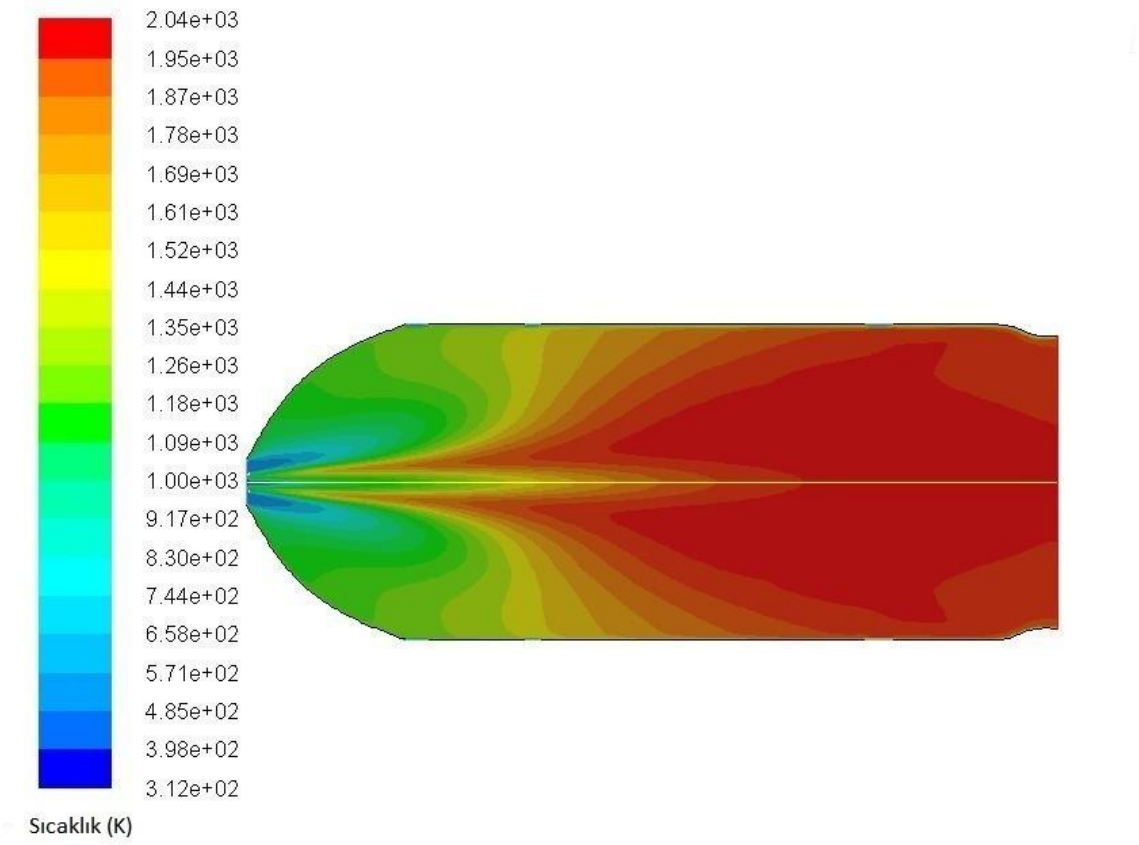


Şekil 5.2 Yanma odası merkez çizgisinde ekivalans oranına göre sıcaklık değerleri



Şekil 5.3 Yanma odası merkez çizgisinde ekivalans oranına NO_X emisyon değerleri

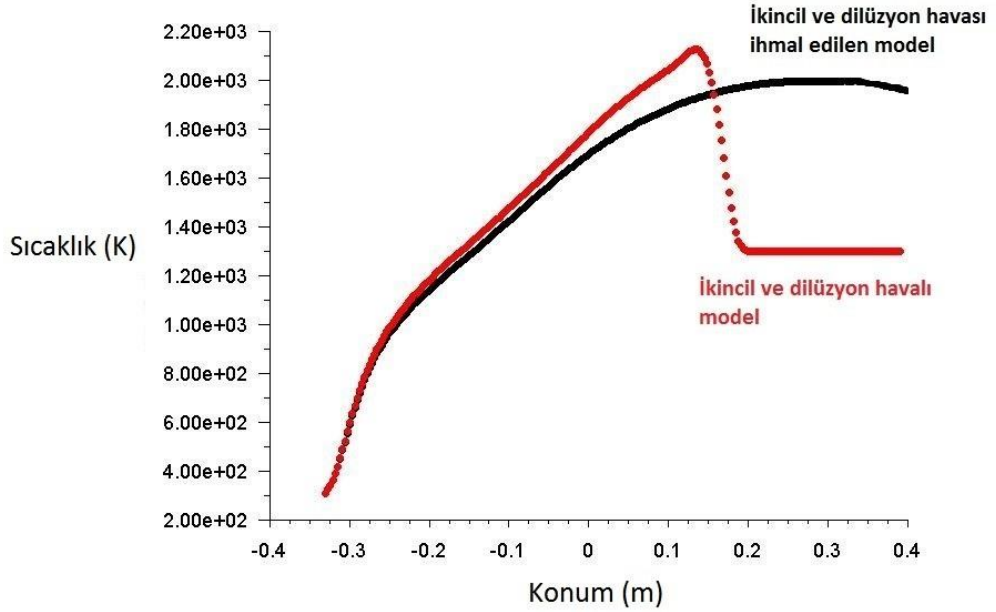
5.2 Yanma Modelinde Yanma Odası Soğutma Havası Etkisinin İncelenmesi



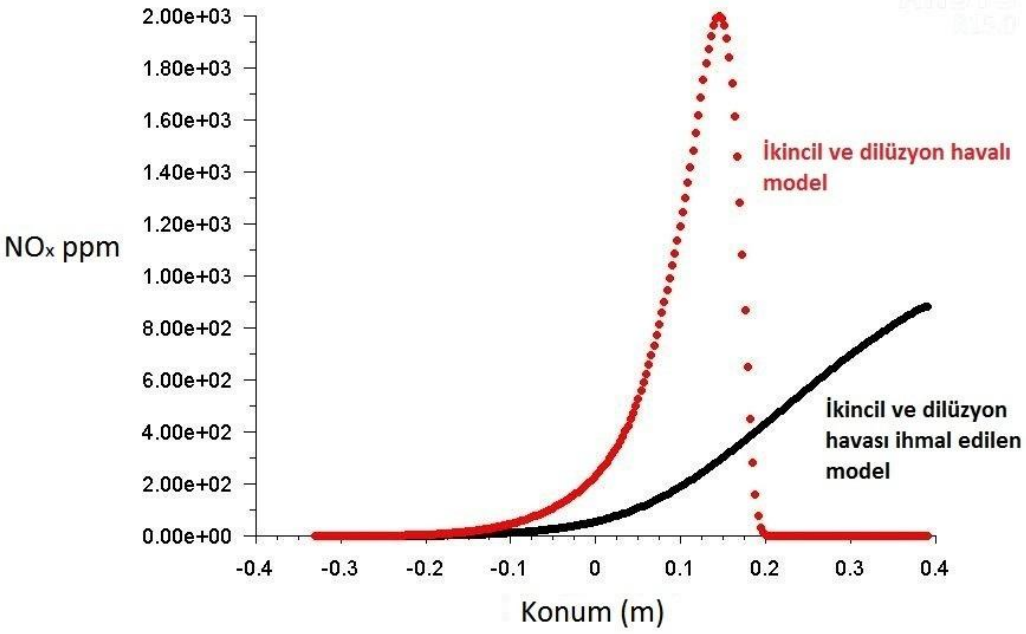
Şekil 5.4 Sayısal simülasyonda soğutma havalarının ihmali ile sıcaklık dağılımı gösterimi

Literatürdeki birçok çalışmada dilizyon etkisi ihmal edilmiş veya hava oranı olması gerekenden çok az girilmiştir. Fakat gaz türbini yanmasında ikincil ve dilizyon havasının etkisi göz ardı edilmeyecek kadar büyüktür. Daha önce ϕ=1 olan soğutmalı yanma odası modeli sıcaklık dağılımları ile (Şekil 5.4)'te gösterilen soğutma havaları ihmali ile sıcaklık dağılımlarını kıyasladığımızda bu büyük önem görülecektir. Gaz türbinleri yanmasında istenilen yanma şekli, önceki bölümlerde ayrıntılı bir şekilde anlatıldığı üzere yüksek alev sıcaklıklarının türbin kanatlarına zarar vermemesi gerekir. Ayrıca yanma sonucu oluşan yüksek sıcaklıklardan yanma odası çeperinin korunması icap eder. Fakat (Şekil 5.5)'te görüldüğü gibi yanmada alev boyu uzamış yüksek sıcaklıklar, yanma odası çıkışına kadar ulaşmıştır. Etrafa yayılmış yüksek sıcaklıklar, yanma odası çeperine zarar verebilecek durumdadır. Maksimum sıcaklığı 100 K kadar az gibi olsa da maksimum alev sıcaklığının bölgesel olarak yayılması daha fazladır. İkincil dilizyon havalarının ihmali ile yapılan modelde, yanma odası ortalama sıcaklık değeri 1695 K iken soğutma havalı yanma odası

modelimizin ortalama sıcaklık değeri 1603 K'dir. Benzer durum NO_X emisyonu oluşumunda da gözlemlenmiştir. (Şekil 5.6)'da yanma odası eksenindeki NO_X emisyon değerlerinin kıyaslaması yapılmıştır.

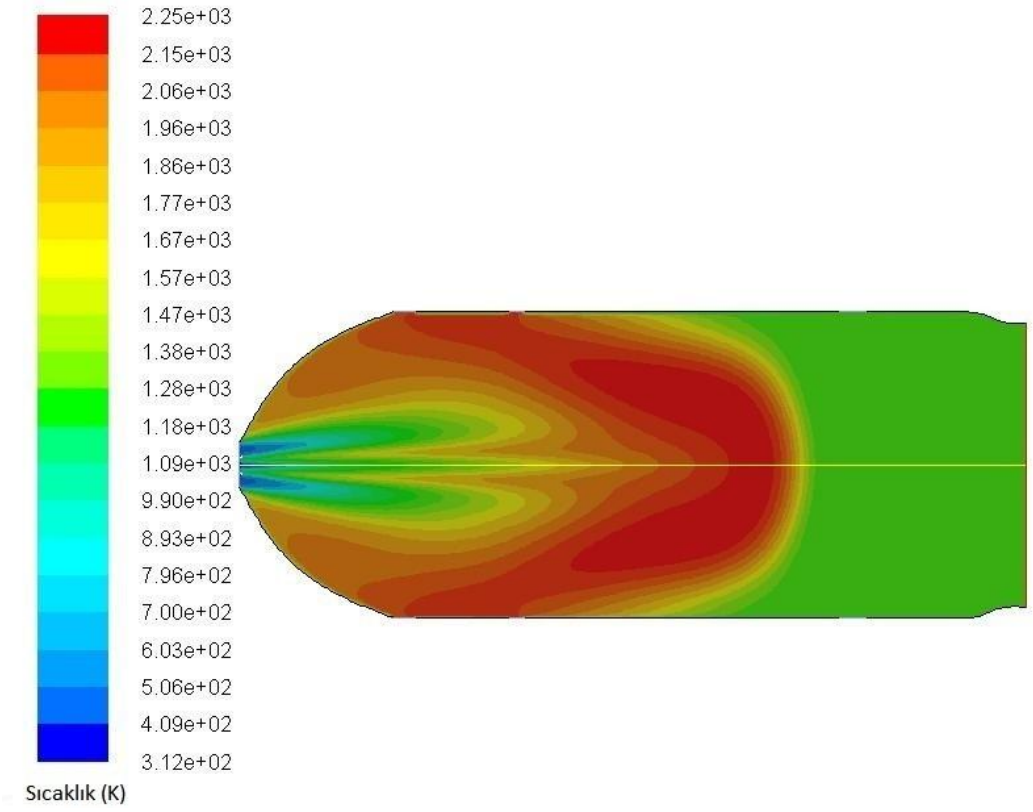


Şekil 5.5 Yanma odası eksenindeki sıcaklık değerlerine soğutma havası etkisi



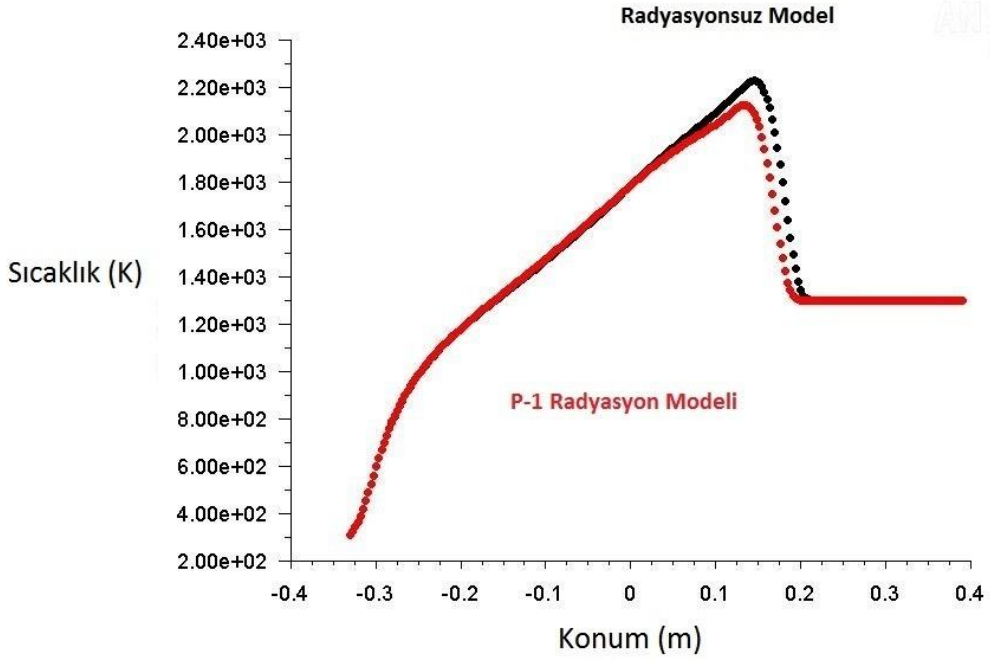
Şekil 5.6 Yanma odası eksenindeki NO_X emisyonu değerlerine soğutma havası etkisi

5.3 Yanma Odası Modelinde Radyasyon İle Isı Transferi Etkisinin İncelenmesi

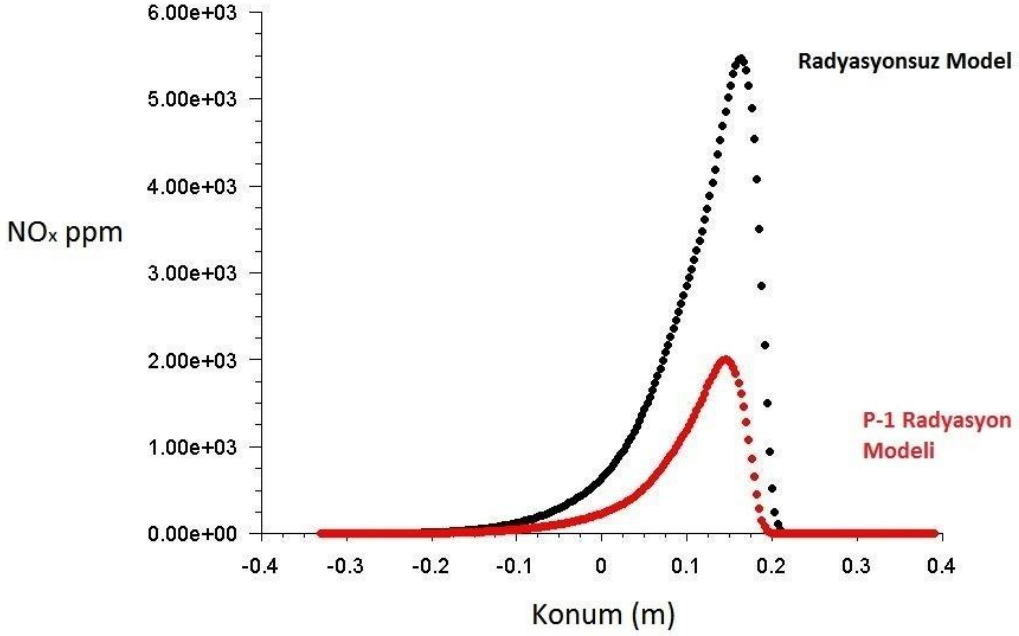


Şekil 5.7 Sayısal simülasyonda radyasyonla ısı transferi ihmali ile sıcaklık dağılımı gösterimi

Çalışmamızda gaz türbini yanma odasında radyasyonla ısı transferi etkisini incelemek için bir modelde radyasyonu ihmal ettik. Diğer modelde de P-1 radyasyon modelini kullandık. P-1 modelini; iyi yakınsayan çözümler vermesi, hesaplama süresinin çok uzun olmaması ve kullanılan model yakıcı için uygun olduğundan seçtik. (Şekil 5.7)'de görüldüğü üzere radyasyon ihmali yapılan modelde sıcaklık yükselmiştir. Özellikle alev sıcaklığı 2140 K'den 2250 K'e kadar arttığı görülmektedir. 2100 K'den daha yüksek sıcaklıklarda NO_X oluşumu katlanarak arttığından dolayı aradaki bu fark oldukça önemlidir. P-1 radyasyon modeliyle yaptığımız çalışmada, yanma odasında kütlesel ortalama olarak 764 ppm NO_X emisyonu oluşmuşken radyasyonu ihmal ettiğimizde bu değer 2493 ppm'e yükselmiştir. Radyasyonla ısı transferi etkisini, sayısal hesaplamalara dahil etmek, daha doğru ve daha gerçekçi sonuçlar almamızı sağlamıştır. (Şekil 5.8 ve 5.9)'da bu etki yönünden yanma odası eksenindeki sıcaklık ve NO_X oluşumu değerleri kıyaslanmıştır.

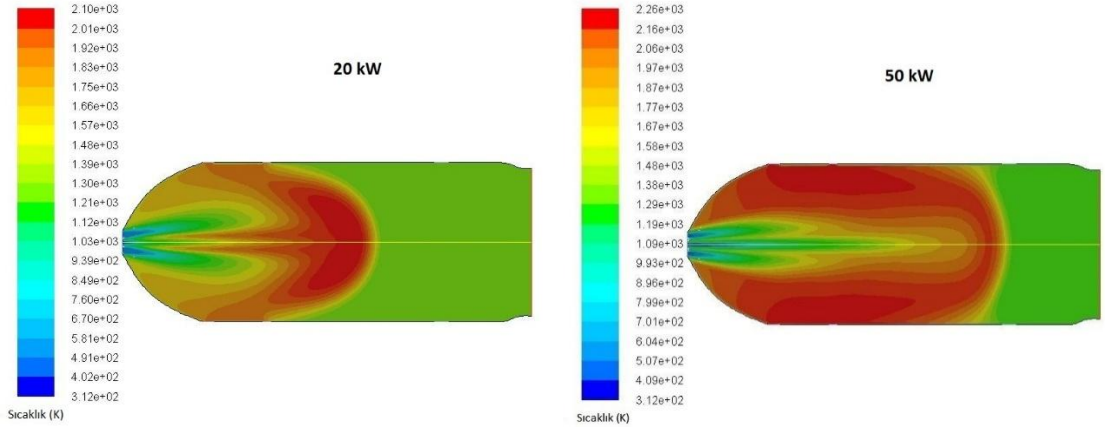


Şekil 5.8 Yanma odası eksenindeki sıcaklık değerlerine radyasyonla ısı transferi etkisi



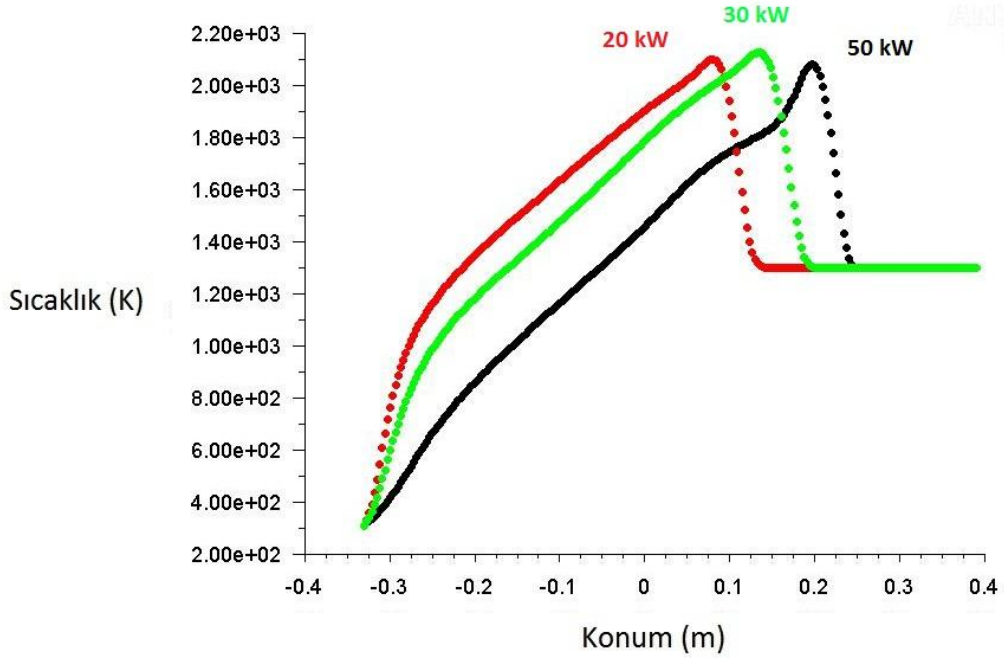
Şekil 5.9 Yanma odası eksenindeki NO_X emisyonu değerlerine radyasyonla ısı transferi etkisi

5.4 Farklı Isıl Güçlere Göre Yanma Modelinin Kıyaslanması

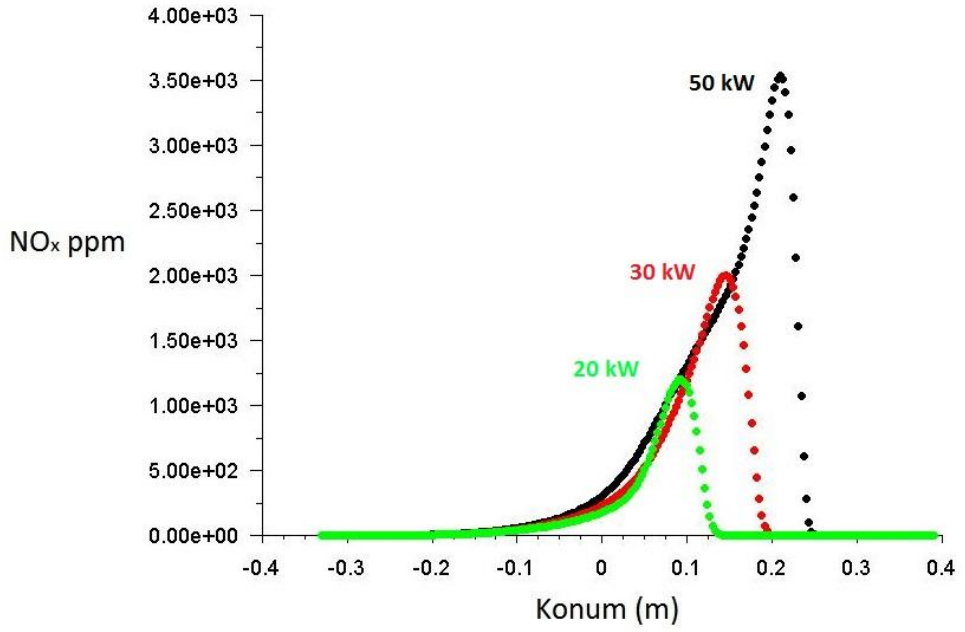


Şekil 5.10 Farklı ısıl güçler için yanma odası sıcaklık dağılımı gösterimi

Tezin genelinde kullanılan gaz türbini yanma modelinin ısıl gücü 30 kW'tır. Isıl güç etkisini incelemek için ayrıca 20 kW'lık ve 50 kW'lık ısıl güce sahip iki modelin daha sayısal sonuçları hesaplanmıştır. Bu durumu 3 farklı model olarak düşünebileceğimiz gibi 30 kW ısıl güce sahip bir gaz türbininin kısmi yükleme ve aşırı yükleme sonucu oluşan durumlardır da diyebiliriz. (Şekil 5.10)'da görüldüğü gibi ısıl gücün artmasıyla alev boyu uzamış, sıcaklık dağılımları farklılaşmıştır. Yakıt debisinin artmasıyla maksimum alev sıcaklık değerleri ve yanma odasındaki bölgeleri farklılık göstermiştir. Alev boyunun uzamış olduğu (Şekil 5.11)'de net bir şekilde görülmektedir. Artan yakıt miktarı ve oluşan yüksek sıcaklıklar sonucu olarak NO_X emisyonlarında da artış görülmüştür. 30 kW'lık ısıl güce sahip modelimizin yanma odasındaki kütlesel ortalama NO_X değeri 764 ppm iken ısıl gücün 50 kW'a çıkarılmasıyla bu değer 1955 ppm'e yükselmiş, 20 kW'lık ısıl güçte ise 303 ppm'e düşmüştür. (Şekil 5.12)'de de yanma odası eksenindeki NO_X emisyon değerleri gösterilmiştir.

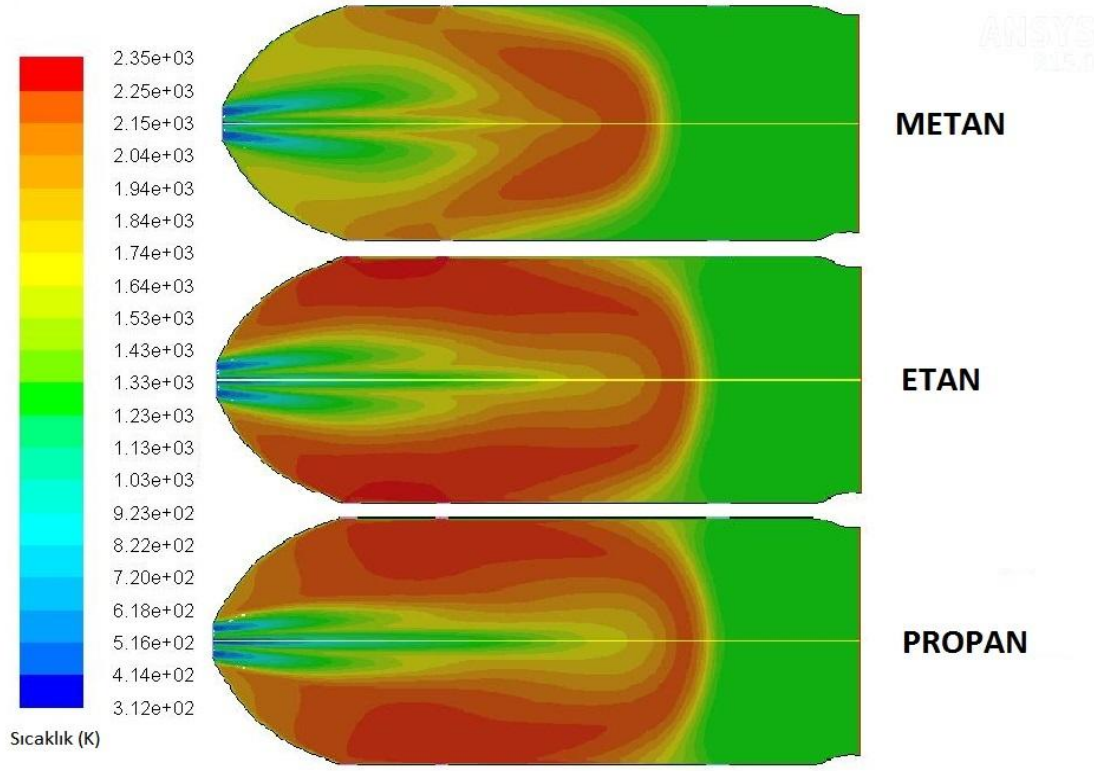


Şekil 5.11 Farklı ısıl güç modellerinin yanma odasındaki sıcaklık değerleri için kıyaslanması



Şekil 5.12 20 kW, 30 kW ve 50 kW ısıl güç modellerinin eksendeki NO_X emisyon değerleri kıyaslanması

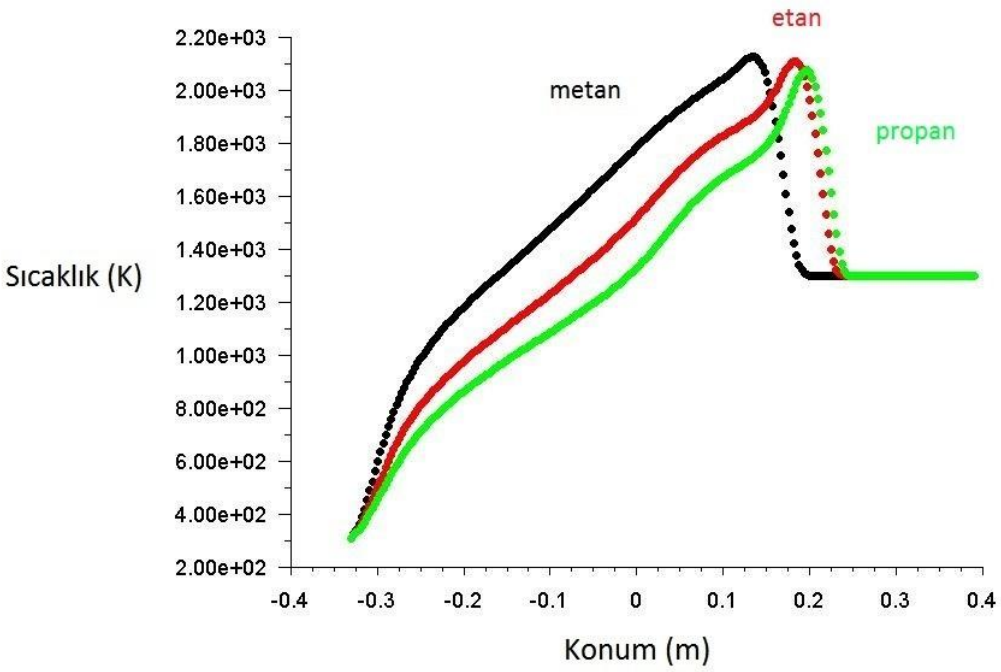
5.5 Metan Yakıtının Etan ve Propan İle Kıyaslanması



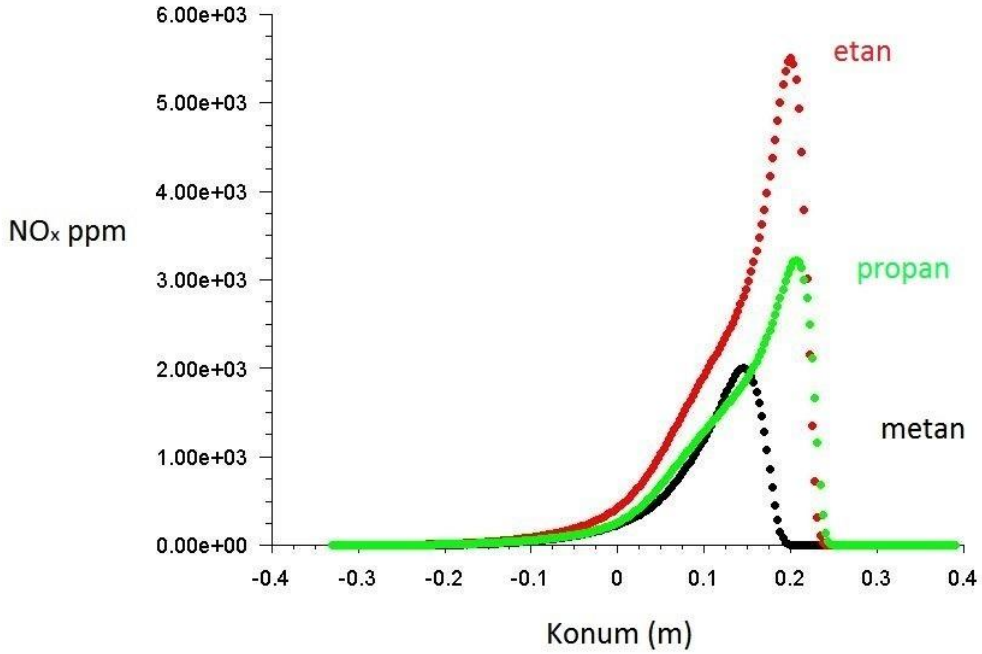
Şekil 5.13 Üç farklı yakıtın yanma odasındaki sıcaklık dağılımları

Şimdiye kadar sayısal simülasyonların hepsinde yakıt olarak metan kullanılmıştır. Önceki başlıklarda gaz türbinlerinde metanın yanmasını çeşitli parametreleri değiştirerek inceledik. Yakıt olarak metan yerine etan ya da propan kullanılırsa sonuçların nasıl değişeceğini bu başlık altında inceleyeceğiz. (Şekil 5.13)'te bu üç yakıtın yanması sonucu yanma odasındaki sıcaklık dağılımları gösterilmiştir. Yanma modelinde kullanılan yakıt olarak metandan propana doğru gidildikçe alev boyunun uzadığı ortaya çıkmıştır. Metanın yakılmasıyla maksimum alev sıcaklığı, toplu ve yanma odası eksenine yakın oluşmuşken etan ve propanda bu sıcaklıklar farklılık göstererek yakıcıya yakın bir şekilde etrafa yayılmıştır. Bu üç yakıtın yanma odası ekseni üzerindeki sıcaklık değerleri (Şekil 5.14)'te gösterilmiştir. Metan gazının yanması sonucu oluşan maksimum alev sıcaklığı 2140 K'dir. Bu değer etanın yanmasıyla 2320 K'lere ulaşmış, propanın yanmasıyla bu sıcaklık 2240 K civarı olmuştur. Bu durumlar tabi ki NO_X oluşumunda epeyce etkili olmuştur. Sayısal simülasyon sonuçlarına göre metanın yanmasıyla yanma odasında oluşan kütlesel ortalama NO_X değeri 764 ppm iken etanın yanması sonucunda bu değer

3523 ppm ve propanın yanmasında ise 2376 ppm'e çıkmıştır. (Şekil 5.15)'te de kullanılan bu üç yakıtın yanma odası eksenindeki NO_X emisyon değerleri gösterilmiştir.



Şekil 5.14 Üç farklı yakıtın yanmasının oda eksenindeki sıcaklık değerlerinin kıyaslaması

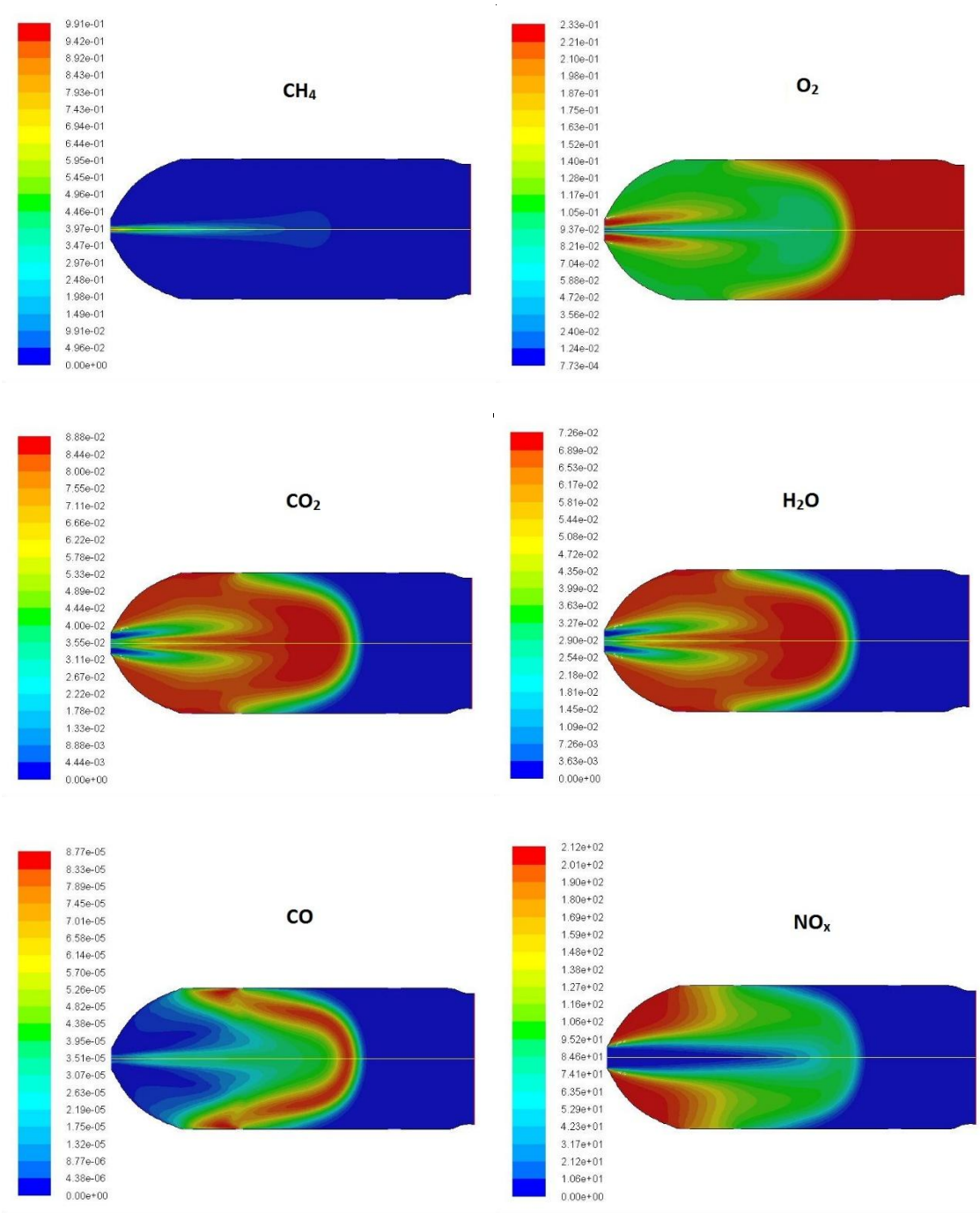


Şekil 5.15 Metan, etan ve propan yanması sonucu NO_X emisyonu değerleri

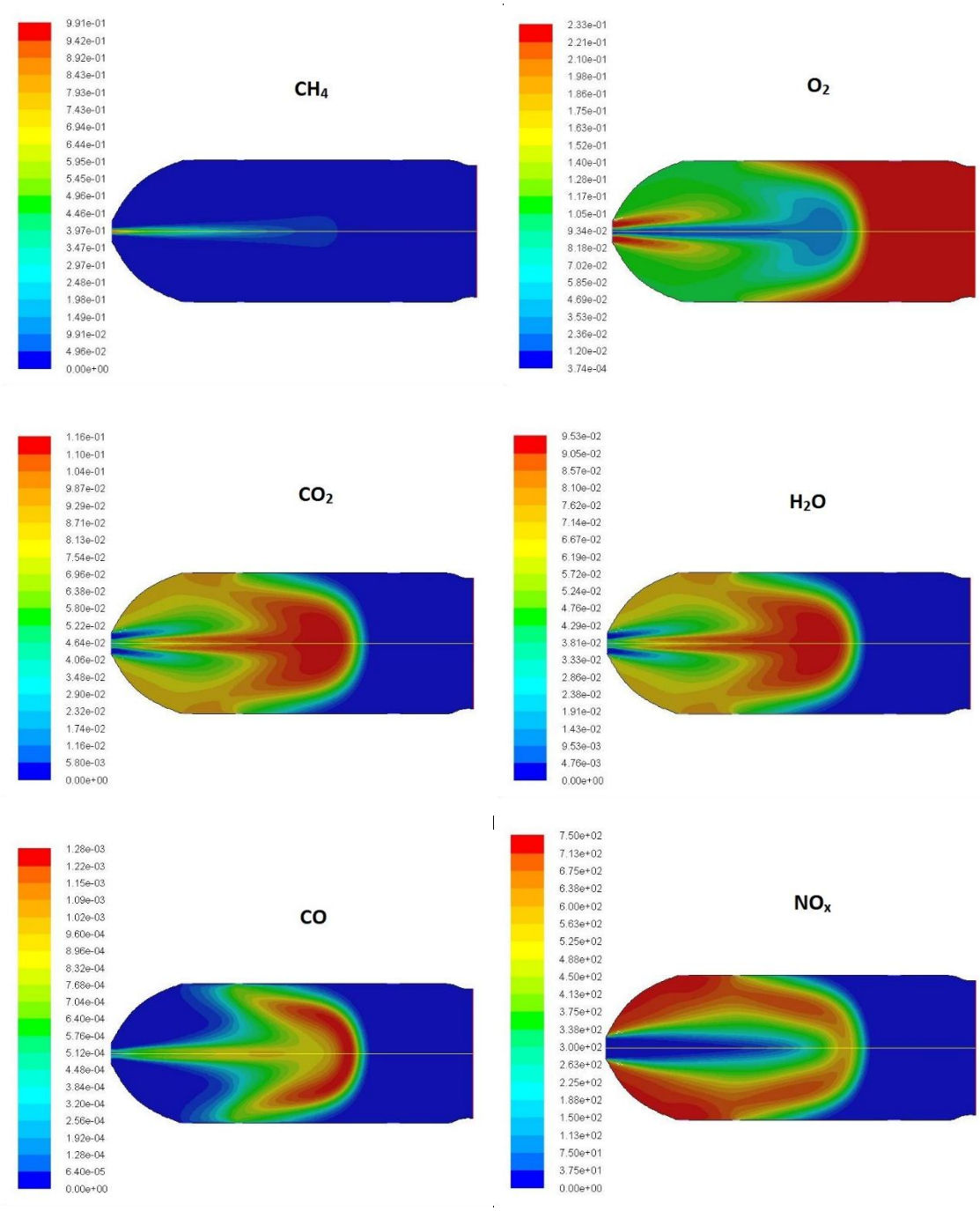
5.6 Türbülans Yoğunluğu, Akış Fonksiyonu, Hız Büyüklüğü ve Kimyasal Tür Dağılımları

5.6.1 Kimyasal Tür Dağılımları

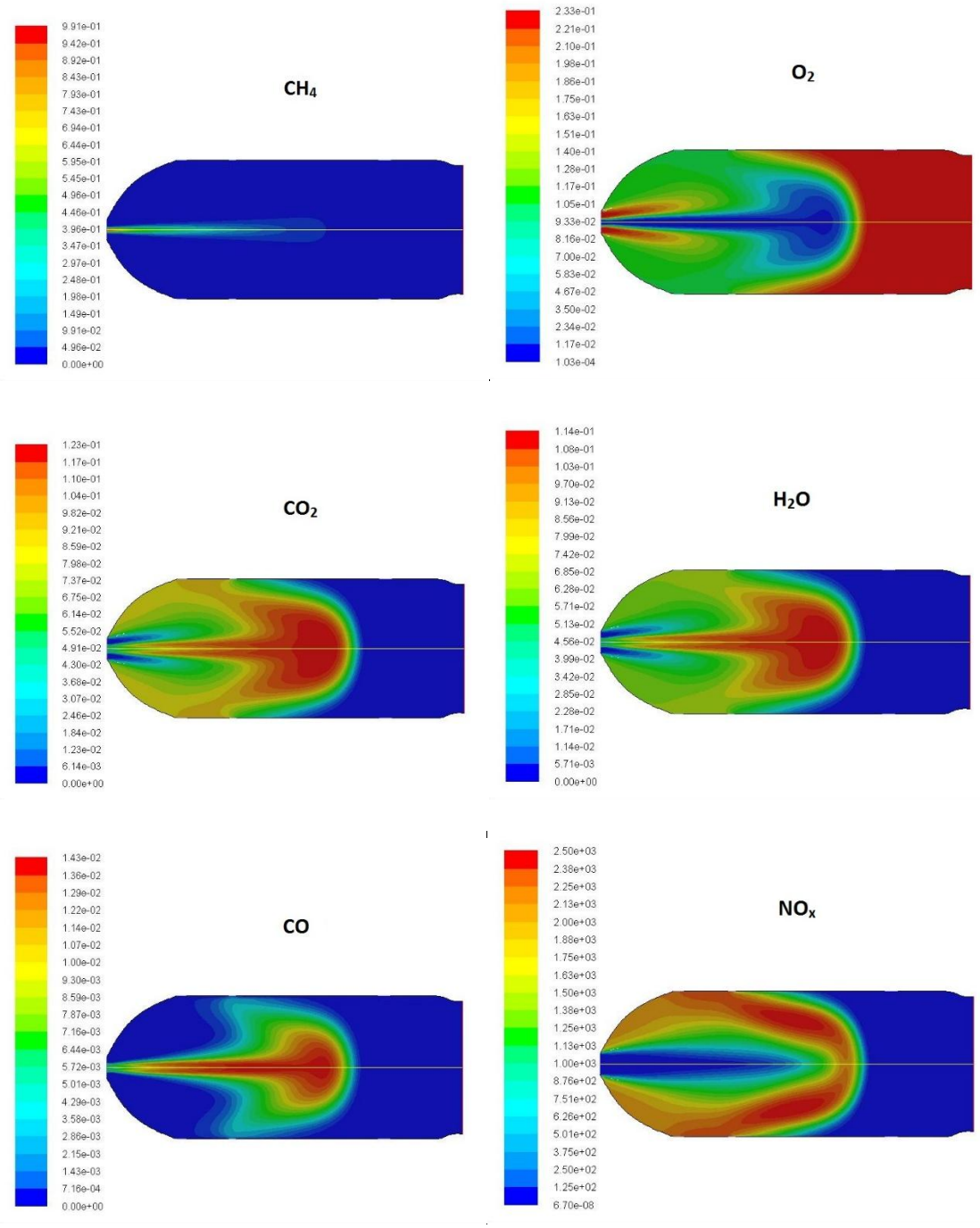
Gaz türbinleri yanma odası sayısal modeli çalışmamızda metan, etan, propan yakıtlarının farklı parametreler kullanarak yanmasını inceledik. Bu yakıtların yanmasında kullanılan ve ortaya çıkan kimyasal bileşenler CH_4, C_2H_6, C_3H_8, CO_2, H_2O, O_2, N_2, CO ve NO_X'dir. Ayrıca bu sayısal simülasyon sonucu yanma odasında oluşan akım fonksiyonu, türbülans yoğunluğu ve hız büyüklüğü dağılımları gibi önemli sonuçları inceledik. Bu incelemede önemli gördüğümüz ϕ=0.6, ϕ=0.8, ϕ=1 metan yanmasını, 50 kW'lık ısıl güçlü metan yanması ve propan yanması sonuçlarını verdik. Bu belirlenen parametrelere göre kimyasal bileşen dağılımları (Şekil 5.16, 5.17, 5.18, 5.19 ve 5.20)'de görülmektedir. Şekillerdeki sonuçlar incelendiğinde ekivalans oranı 0.6'dan 1'e doğru gittikçe dağınık yanmadan, yanma odası ekseninde toplanan daha düzenli bir yanma oluştuğu görülmüştür. Bu olayı yakıcı olan O_2 kütlesel dağılımı ve yanma sonrası oluşan ürünlerden H_2O ve CO_2 kütlesel dağılımları incelenerek net bir şekilde anlaşılabilir. Ekivalans oranı bu şekilde etkilerken ısıl gücün arttırılması ise alev boyunun uzaması ve yanmanın yakıcı etrafında geniş bir bölgeye yayılmasına neden olmuştur. Metan ve propan yanması sonucu oluşan kimyasal tür dağılımlarında da benzer bir değişim görülmüştür.



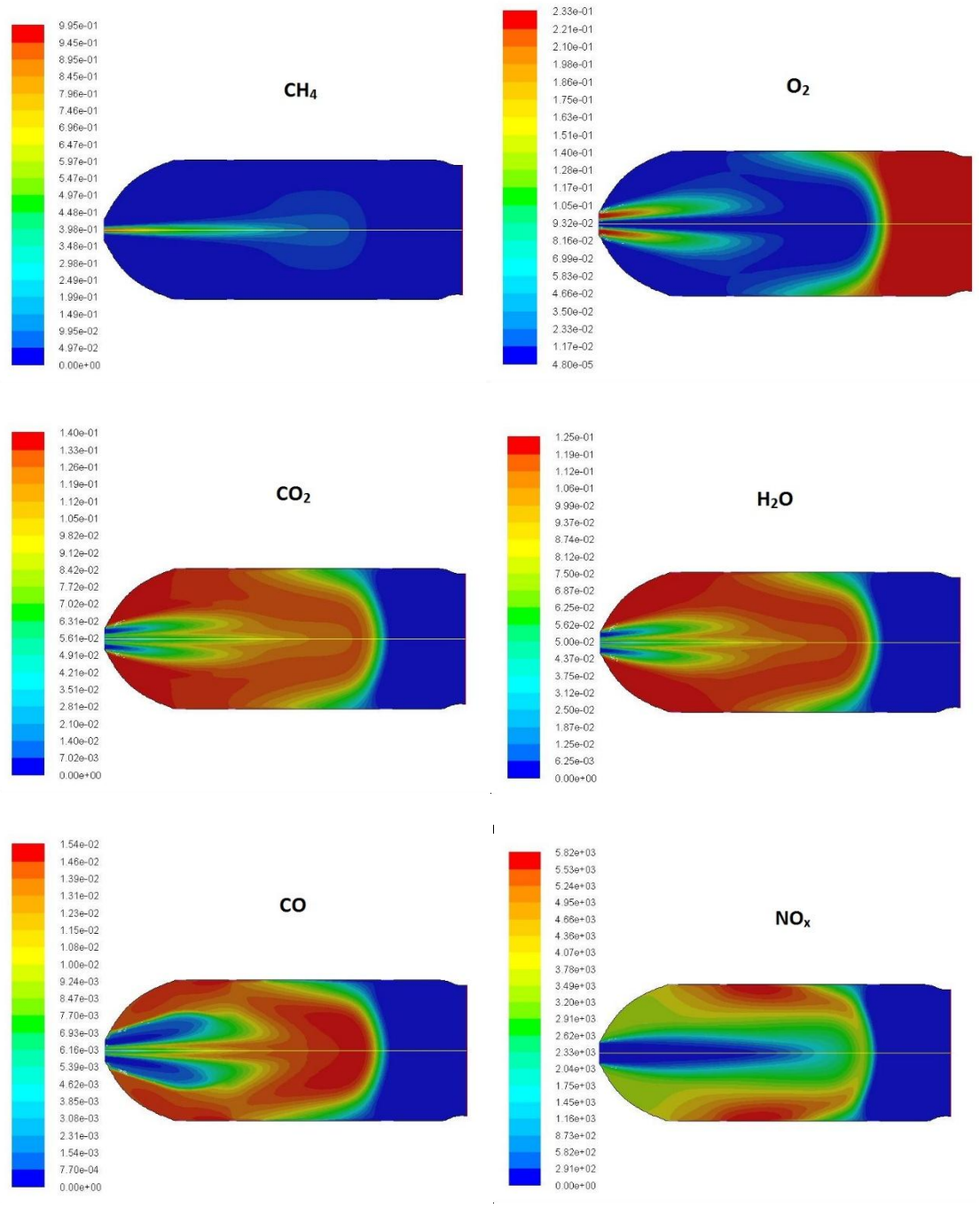
Şekil 5.16 Ekivalans oranı 0,6 olan metan yanması için türbülans yoğunluğu, akış fonksiyonu, hız büyüklüğü ve kimyasal tür dağılımları



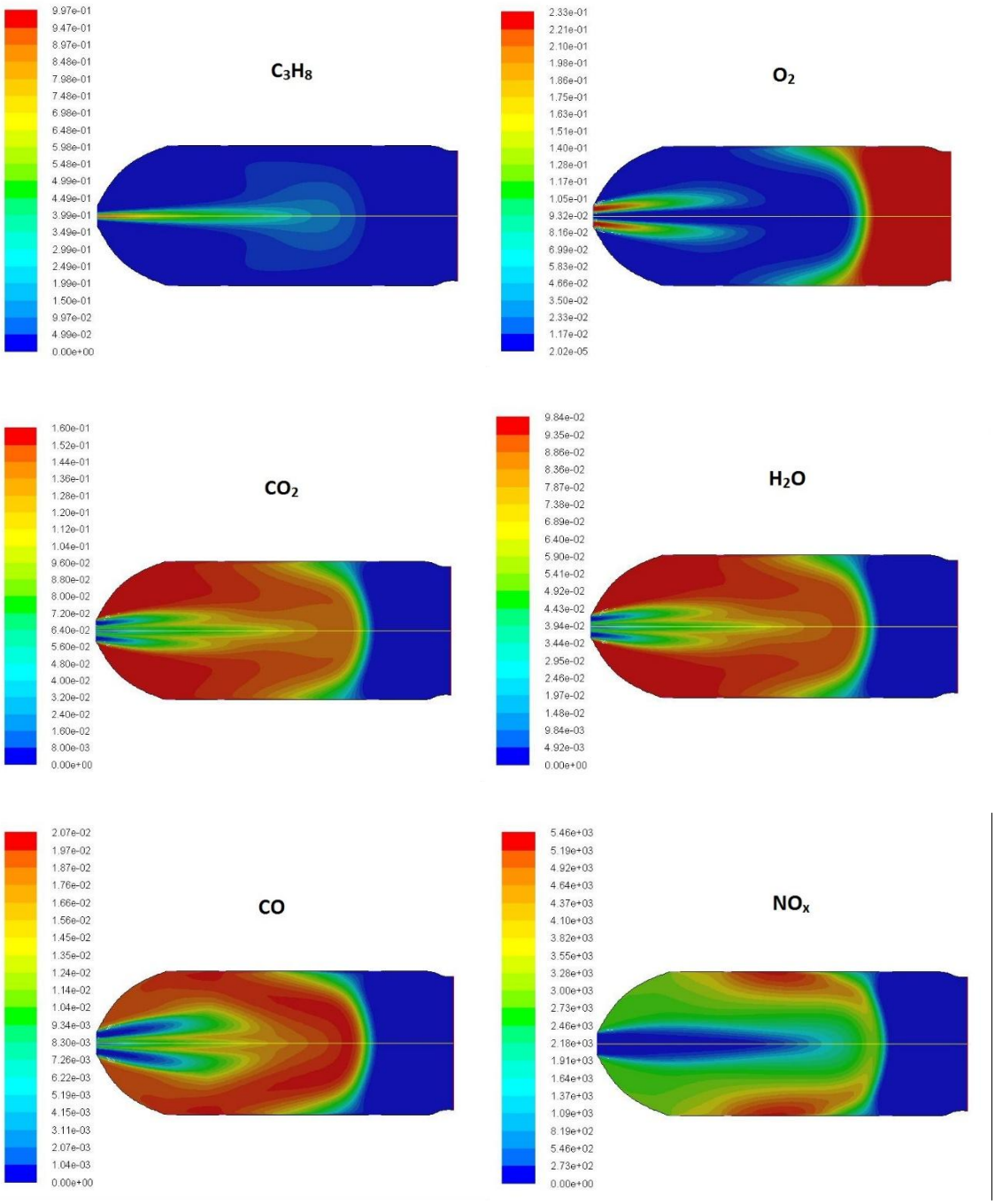
Şekil 5.17 Ekivalans oranı 0,8 olan metan yanması için kimyasal tür dağılımları



Şekil 5.18 Ekivalans oranı 1 olan metan yanması için kimyasal tür dağılımları



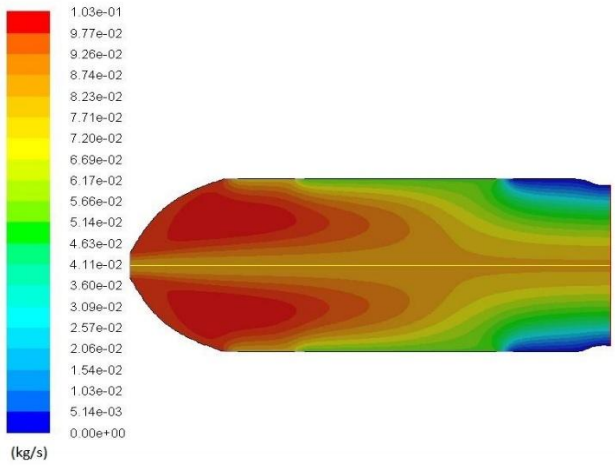
Şekil 5.19 Isıl gücü 50 kW olan metan yanması için kimyasal tür dağılımları



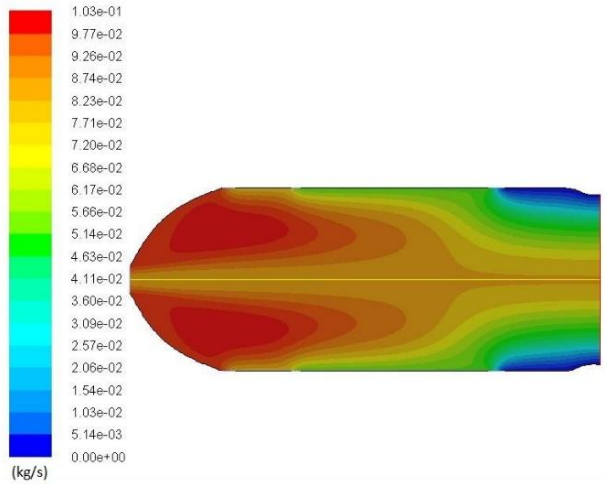
Şekil 5.20 Ekivalans oranı 1 olan propan yanması için kimyasal tür dağılımları

5.6.2 Akım Fonksiyon Dağılımları

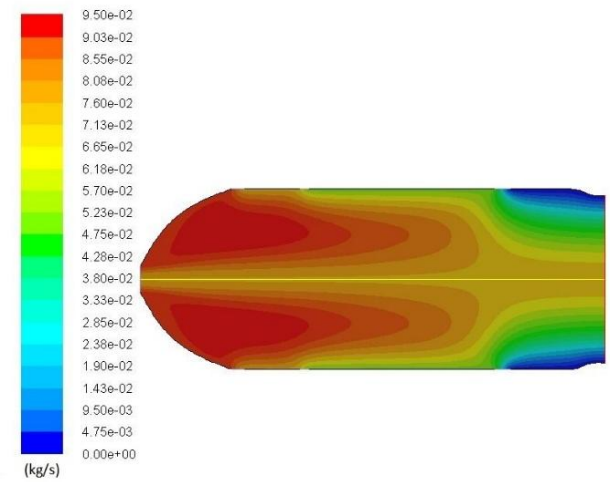
Bölüm 2'de değinildiği gibi gaz türbinlerinde yanma için oda içindeki akış alanları çok önemlidir. Teorik anlatımla birebir aynı akış dağılımının oluşması, yapılan sayısal simülasyonun hassaslığını ortaya koymuştur. Birincil hava girişleriyle püskürtülen yakıtın etrafındaki akım fonksiyonunun büyüklüğü ve dilüzyon bölgesindeki akışın çeperlere doğru zayıflaması, bu doğruluğun net bir göstergesidir. ϕ=0.6, ϕ=1, 50 kW'lık ısıl güce sahip metan yanması ve ayrıca propan yanması akım fonksiyon dağılımları (Şekil 5.21, 5.22, 5.23 ve 5.24)'te gösterilmiştir. Akım fonksiyon dağılımlarında ekivalans oranının etkisi yok denecek kadar az olmuştur. Diğer yandan, ısıl gücün arttırılması ve propan yakıtının kullanılmasında yanma odasındaki bu dağılımlar farklılık göstermiştir.



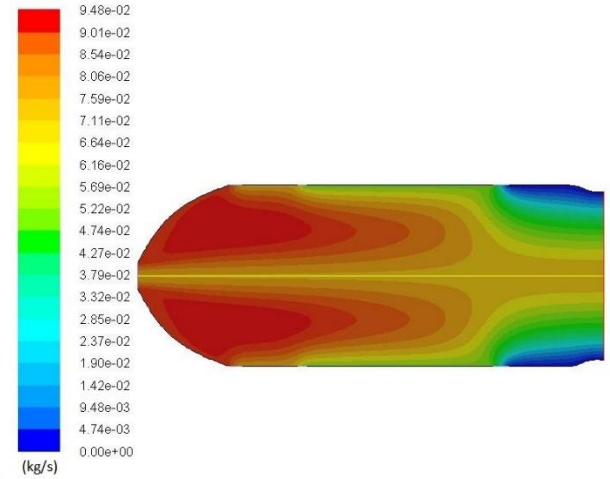
Şekil 5.21 Ekivalans oranı 0,6 olan metan yanması için akım fonksiyonu dağılımı



Şekil 5.22 Ekivalans oranı 1 olan metan yanması için akım fonksiyonu dağılımı



Şekil 5.23 Isıl gücü 50 kW olan metan yanması için akım fonksiyonu dağılımı

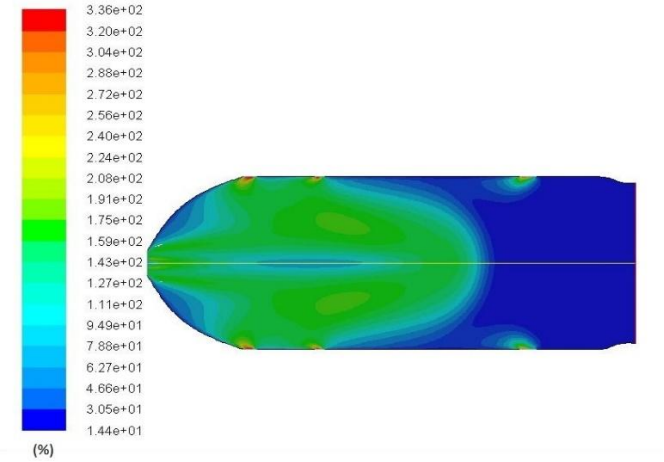


Şekil 5.24 Ekivalans oranı 1 olan propan yanması için akım fonksiyonu dağılımı

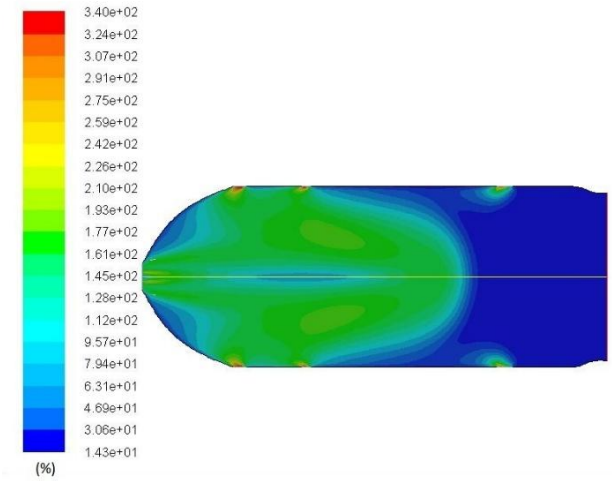
5.6.3 Türbülans Yoğunluğu Dağılımları

Yanma modeli çalışmalarındaki akışların hemen hemen hepsi türbülanslıdır. Oldukça karışık ve kapsamlı bir konu olan türbülanslı akışların modellenmesini, çeşitli yaklaşımlarla başarılı bir şekilde gerçekleştirebiliriz. Yanma simülasyonlarında türbülansl yoğunluğunun hangi bölgelerde daha yüksek olduğunun bilinmesi, bize epey fayda sağlayacaktır. (Şekil 5.25, 5.26, 5.27, 5.28 ve 5.29)'da sayısal modelimizin yanma odasındaki türbülans yoğunluğu değerleri verilmiştir. Ekivalans oranı 0.6'dan 1'e doğru gittikçe türbülans yoğunluğu değeri artmış ve türbülans bölgesel olarak genişlemiştir. Diğer yandan ısıl gücün türbülansa etkisini incelediğimizde ise; 30 kW'lık ısıl güçten 50 kW'a çıkılmasıyla türbülans yoğunluğunun ciddi bir şekide arttığı görülmüştür. Ayrıca

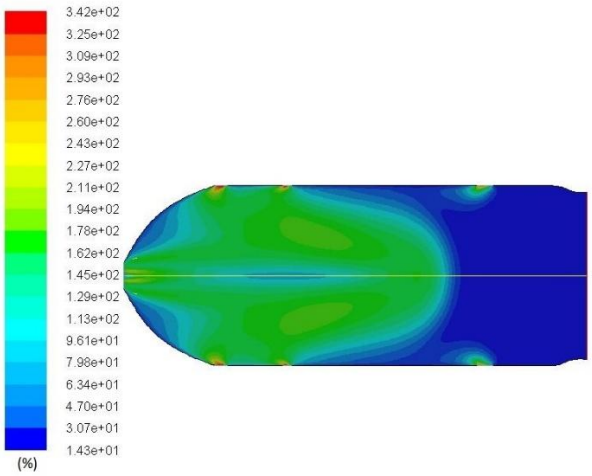
türbülans yoğunluğunun yanma odasında bölgesel olarak yayıldığı tespit edilmiştir. Metan yanması ile propan yanması sonucu oluşan türbülans kıyaslandığında propanın daha yüksek değerlerde ve yanma odasında bölgesel olarak daha fazla genişliğe sahip olduğu sonucuna ulaşılmıştır.



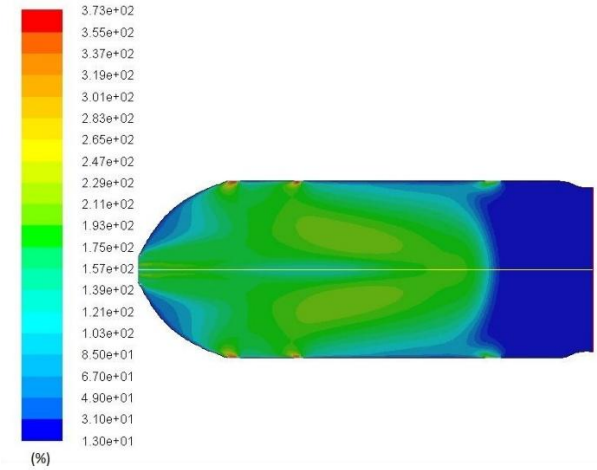
Şekil 5.25 Ekivalans oranı 0,6 olan metan yanması için türbülans yoğunluğu dağılımı



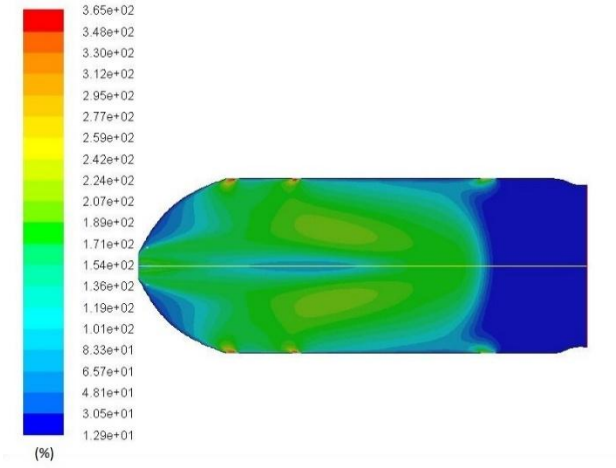
Şekil 5.26 Ekivalans oranı 0,8 olan metan yanması için türbülans yoğunluğu dağılımı



Şekil 5.27 Ekivalans oranı 1 olan metan yanması için Türbülans yoğunluğu dağılımı



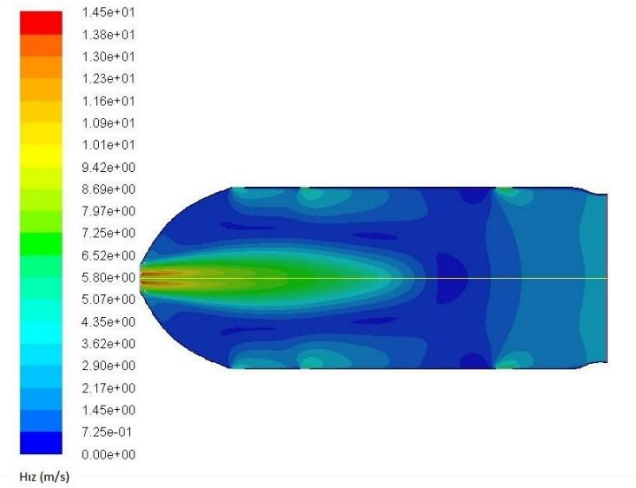
Şekil 5.28 Isıl gücü 50 kW olan metan yanması için türbülans yoğunluğu dağılımı



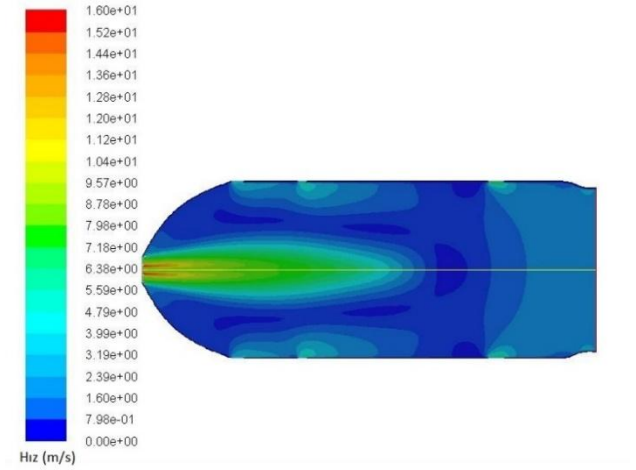
Şekil 5.29 Ekivalans oranı 1 olan propan yanması için türbülans yoğunluğu dağılımı

5.6.4 Hız Büyüklüğü Gösterimi

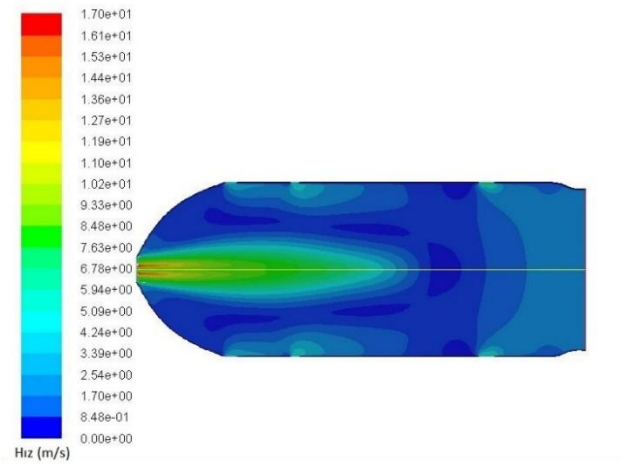
Gaz türbinleri yanmasında gerek yakıtın hızı gerekse de havanın hızı oldukça önemli bir parametredir. Yakıt hızı debiyi etkiler, debiyle de bizzat ısıl güç değişebilir. Diğer yandan yanma odasında havanın hızı küçük olursa alev yakıt nozul ucuna geri teper, aksi yönde hava hızı yükseldikçe alev türbin girişine kayacaktır. Çalışmamızda ise ekivalans oranının artmasıyla hız büyüklüklerinin arttığı, propan ile metanın yanması kıyaslandığında ise propanın daha hızlı yandığı görülmüştür. Isıl gücün 50 kW'a yükseltilmesiyle hız değerlerinin büyüdüğü ve dağılımın değiştiği gözlemlenmiştir. Bu sonuçlar (Şekil 5.30, 5.31, 5.32, 5.33 ve 5.34)'te sunulmuştur.



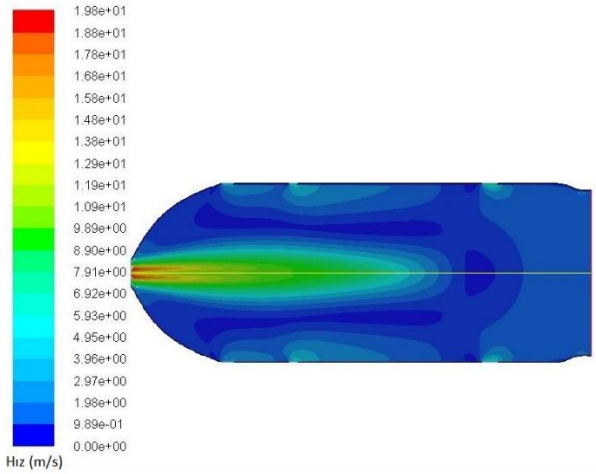
Şekil 5.30 Ekivalans oranı 0,6 olan metan yanması için hız büyüklüğü gösterimi



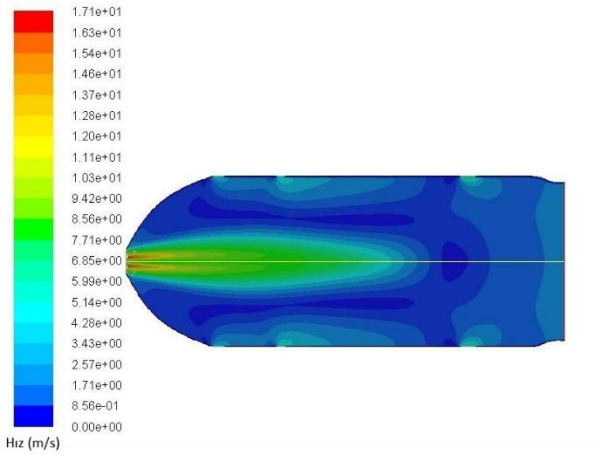
Şekil 5.31 Ekivalans oranı 0,8 olan metan yanması için hız büyüklüğü gösterimi



Şekil 5.32 Ekivalans oranı 1 olan metan yanması için hız büyüklüğü gösterimi



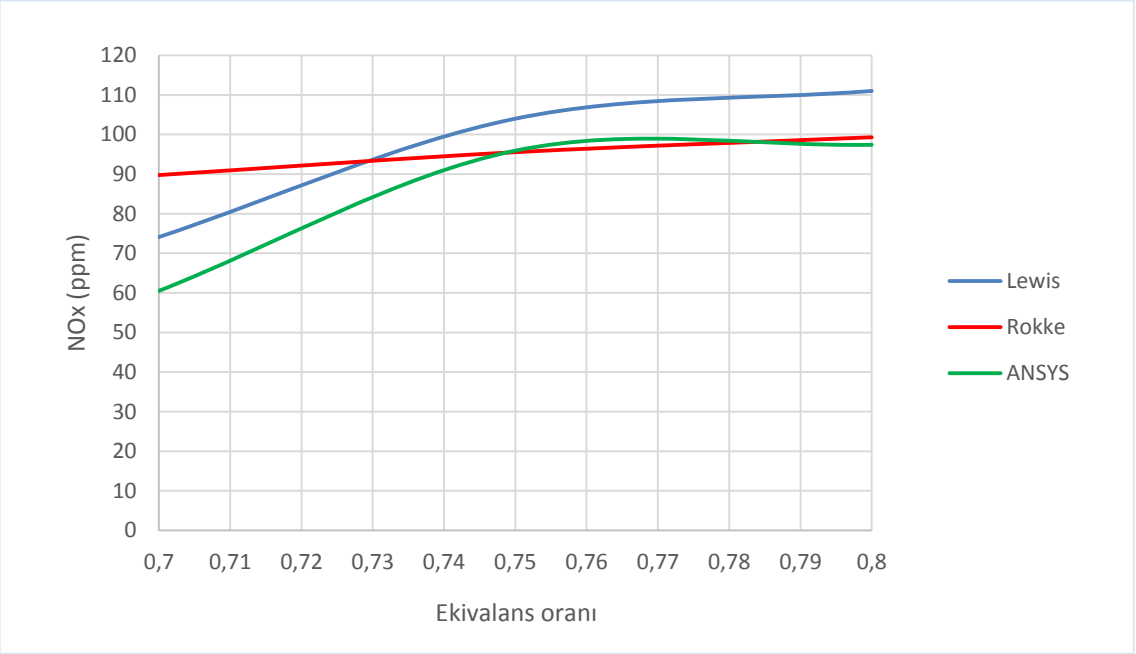
Şekil 5.33 Isıl gücü 50 kW olan metan yanması için hız büyüklüğü gösterimi



Şekil 5.34 Ekivalans oranı 1 olan propan yanması için hız büyüklüğü gösterimi

5.7 Sayısal Simülasyon Sonuçlarının Analitik Yaklaşımlarla Kıyaslanması

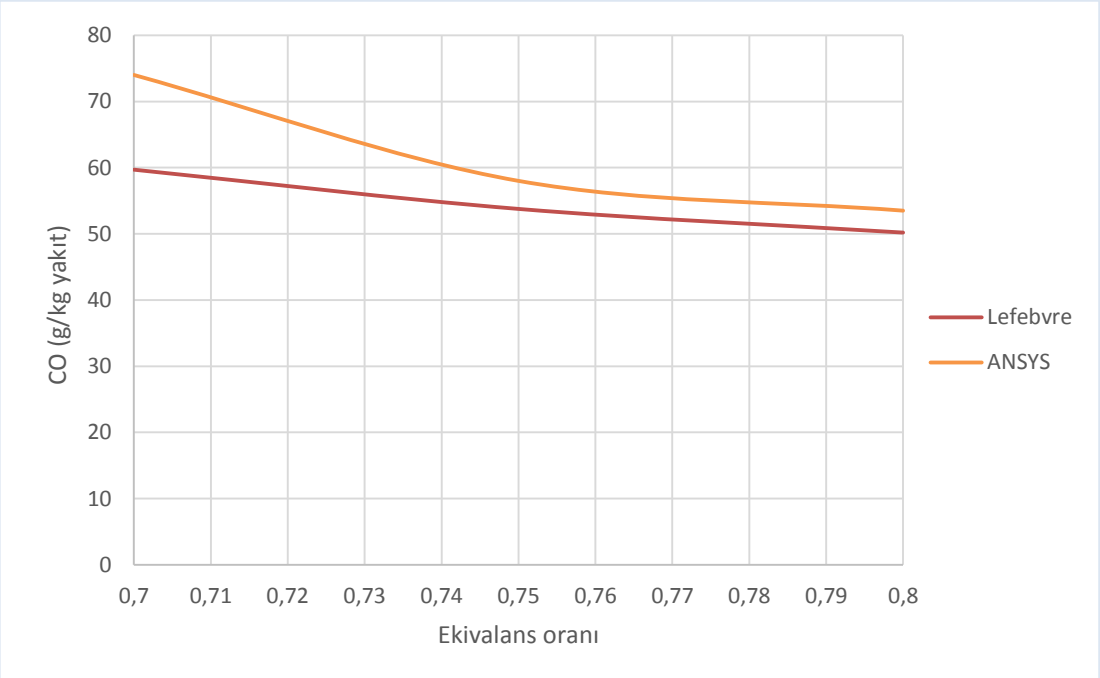
Bu bölüme kadar gaz türbinlerinin yanmasında ekivalans oranı, soğutma havası etkisi, radyasyonla ısı transferi etkisi, ısıl güç etkisi ve farklı yakıtların kullanılması gibi parametreler dikkate alınarak yanma sonucu oluşan sıcaklık dağılımları ve NO_X emisyonu oluşumu incelenmiştir. Sayısal simülasyonun doğru sonuçlar verdiğini, deneysel verilerle veya analitik yaklaşımlarla karşılaştırarak görürüz. Bu tezde sayısal simülasyon sonuçları, Bölüm 4'te verilen yarı analitik yaklaşımlar ile karşılaştırılmıştır.



Şekil 5.35 NO_X emisyonu için sayısal model ile analitik yaklaşım karşılaştırması

Gaz türbinlerinde yanma esnasında oluşan kirleticiler arasında UHC, NO_X ve CO emisyonları en başta gelmektedir. Çalışmamızda özellikle NO_X emisyonları üzerinde durulmuştur. Çünkü NO_X oluşumunun hem çevre hem de insan sağlığı üzerinde oldukça önemli etkileri bulunmaktadır. Ayrıca günümüz bilim dünyasında bu etkileri minimuma indirmek için NO_X emisyonlarını azaltmaya yönelik büyük bir ilgi ve çalışma sahası oluşmuştur. (Şekil 5.35)'te sayısal modelimizin sonuçları, Lewis ve Rokke'nin ortaya koyduğu yarı analitik yaklaşımlarla kıyaslanmıştır. Bu analitik yaklaşımlarda NO_X oluşumunu etkileyen en büyük faktörler sıcaklık, basınç, ekivalans oranı (hava yakıt oranı) ve debi gibi parametreler olsa da bunların yanında yanma süresi, nem oranı, yakıt tipi, güç ve su enjeksiyonu gibi parametreler de önemli etkiye sahiptir. Sayısal

simülasyon da bu çalışmalarda belirtilen değerleri kullanılarak yapılmıştır. Fakat çalışmalarda tüm değerler makalelerde belirtilmediğinden dolayı bazı değerler literatürdeki diğer çalışmalardan çıkarımda bulunarak yapılmıştır. Böylece ortaya çıkan sonuç (Şekil 5.35)'te görüldüğü üzere gayet iyi çıkmıştır. CO emisyonu için sayısal modelimiz Lefebvre'nin oluşturduğu analitik yaklaşımla karşılaştırılmıştır (Şekil 5.36). NO_X emisyonu kadar hassas bir yaklaşım olmasa da yeterli bir sonuç elde edilmiştir. Bunun nedeni yukarıda da belirttiğimiz gibi başka parametrelerin oluşan CO emisyonuna etki etmesidir. NO_X emisyonu ile CO emisyonu oluşumunun birbiri ile ters ilişkili olması yani biri artarken diğerinin azalması, sonuçlarla örtüşmüştür.



Şekil 5.36 CO emisyonu için sayısal model ile analitik yaklaşımı karşılaştırması

BÖLÜM 6

SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu tez çalışmasında, boru (can) tipli bir gaz türbini yanma odası için hesaplamalı akışkanlar dinamiği esaslı modelleme tekniği kullanılarak yanma işlemi modellenmiştir. Bu sayısal modelin oluşturulmasında Ansys Fluent CFD programı kullanılmıştır. Sayısal modelin oluşturulmasında kullanılan metotlar önceki bölümlerde ayrıntılı bir şekilde anlatılmıştır. Ayrıca tezin konusu gereği gaz türbinleri yanma işlemi için elde edilmiş analitik yaklaşımlar üzerinde de yeterince durulmuştur. Çalışmada öncelikle 30 kW'lık ısıl güce sahip bir yakıcıda metan gazının farklı ekivalans oranlarında yanma modellemesi yapılmıştır. Ekivalans oranları 0.6, 0.7, 0.8, 0.9 ve 1 olarak değiştirilmiş, bu modelde yanma odasında meydana gelen sıcaklık dağılımları ve NO_X emisyonu sonuçları incelenmiştir. Daha sonra yine aynı ısıl güce sahip bir gaz türbini için, yanma odasında soğutma havası ve radyasyonla ısı transferi etkisi incelenerek sonuçları ortaya konulmuştur. Buraya kadar yapılan yanma modellerinin sahip olduğu 30 kW'lık ısıl güç 50 kW'a çıkarılarak ısıl gücün yanma işlemi üzerindeki etkisi incelenmiştir. Ayrıca bu incelemelere ek olarak farklı yakıtlar kullanılarak yanma işlemi sonucu oluşan sıcaklık dağılımları ve NO_X oluşumları kıyaslaması yapılmıştır. Çlışmada son olarak NO_X ve CO emisyonları için oluşturulmuş analitik yaklaşımlarla sayısal modelin sonuçlarının kıyaslaması yapılmıştır. Bu tezde elde edilen başlıca sonuçları şu şekilde özetleyebiliriz:

- Gaz türbini yanma odası sayısal simülasyonunda ekivalans oranının artmasıyla (0.6 dan 1'e kadar) yanma odası sıcaklık değerleri yükselmiştir. Bununla beraber , ekivalans oranı 1'e yaklaşırken oluşan NO_X emisyon seviyelerinde büyük artışlar

görülmüştür. Φ=0.6 için maksimum alev sıcaklığı 1940 K iken, ekivalans oranının artmasıyla 2140 K değerine ulaşmıştır. Benzer şekilde yanma odasında ortalama 50 ppm NO_X oluşumundan, 764 ppm değerlerine yükselmiştir.

- Gaz türbini yanma işleminde ikincil ve dilüzyon havalarının etkisi üzerinde durulmuştur. Sonuç olarak soğutma havalarının ihmal edilmesiyle gaz türbinleri için istenilmeyen yanma oluştuğu gösterilmiştir. Bu tarz bir modelleme ile yanma odası çeperine ve daha önemlisi türbin giriş kanatlarına yüksek sıcaklıklardaki alevin tahribat yapacağı tespit edilmiştir. Soğutma havalarıyla yanma odası ortalama sıcaklık değerini 1695 K'den 1603 K'e düşürdüğü sonucuna ulaşılmıştır. Ayrıca türbin giriş sıcaklığında da 2000 K'den yaklaşık 1150 K'e düşürdüğü gösterilmiştir.
- Sayısal simülasyonda radyasyonla ısı transferinin daha doğru ve daha gerçekçi sonuçlar elde etmek için kaçınılmaz bir etki olduğu sonucuna ulaşılmıştır. P-1 radyasyon modeli ile yapılan simülasyonda radyasyon etkisini ihmal ettiğimizde yanma odası sıcaklıkları 110 K civarında yükselmiştir. Oluşan NO_X emisyon değerinin de 764 ppm'den 2493 ppm'e ulaştığı görülmüştür.
- 30 kW'lık ısıl güce sahip boru tipli gaz türbini yanma odası simülasyonunda, ısıl gücün etkisini incelemek için 20 kW'lık ve 50 kW'lık başka iki modelle karşılaştırılması yapılmıştır. Isıl gücün artışıyla alev boyunun uzadığı, yanma bölgesinin genişlediği ve sıcaklık dağılımlarının farklılaştığı sonucuna ulaşılmıştır. Isıl gücün 50 kW'a çıkarılmasıyla yanma odası ortalama NO_X emisyonu değeri yaklaşık 3 kat artarak 1955 ppm'e ulaşmıştır.
- Sayısal simülasyonda kullanılan üç farklı yakıtın (metan, etan, propan) yanma işlemi performansları incelenmiştir. Metan yanmasından propan yanmasına doğru gidildikçe alev boyunun uzadığı sonucuna ulaşılmıştır. Maksimum alev sıcaklığı değerinde ise metan yanmasında 2140 K, etan yanmasında 2320 K ve propan yanmasında ise 2240 K'dir. Oluşan NO_X emisyonu için de maksimum değeri etan yakıtının yanmasında 3523 ppm iken, onu 2376 ppm ile propan yanması takip etmiştir.

Yapılan gaz türbini yanma odası sayısal simülasyonu sonucu oluşan maksimum sıcaklık değerleri ve oluşan NO_X emisyonları (Çizelge 6.1)'de toplu halde gösterilmiştir.

Çizelge 6.1 Çeşitli etkilere göre yanma odasında oluşan maksimum sıcaklık değerleri ve NO_X emisyonları

Φ	**Yakıt**	**Parametre**	**Max. Sıcaklık (K)**	**NO_X (ppm)**
0,6	metan	Ekivalans oranı etkisi	1940	50
0,7	metan	Ekivalans oranı etkisi	1970	107
0,8	metan	Ekivalans oranı etkisi	2020	234
0,9	metan	Ekivalans oranı etkisi	2090	524
1	metan	Ekivalans oranı etkisi	2140	764
1	metan	Soğutma havası etksi	2040	392
1	metan	Radyasyon I.T. Etkisi	2250	2493
1	metan	Isıl güç etkisi (20 kW)	2100	303
1	metan	Isıl güç etkisi (50 kW)	2260	1955
1	etan	Yakıt etkisi	2320	3523
1	propan	Yakıt etkisi	2240	2376

- Ekivalans oranı 0.6'dan 1'e doğru gittikçe dağınık yanmadan, yanma odası ekseninde toplanan daha düzenli bir yanma oluştuğu sonucuna ulaşılmıştır.
- Sayısal modelden elde edilen NO_X ve CO emisyonları ile analitik yaklaşımlarla elde edilen sonuçlar karşılaştırılmış ve oldukça benzer bir sonuç elde edilmiştir. Aradaki farklılığın nedeni; uygulamada oluşan yanma reaksiyonlarındaki birçok ara reaksiyonun, sayısal modeldeki basit adımlı yanma reaksiyonu içerisinde yer verilmemesidir. Ayrıca analitik yaklaşımları, farklı parametrelerin de etkilediği ve bu parametrelerin hepsine ulaşılamadığı için bu sonucun ortaya çıktığı görülmüştür.

Bu tez çalışmasında, gaz türbini yanma odası sayısal simülasyonunda; ekivalans oranı, soğutma havası, radyasyonla ısı transferi, ısıl güç farkı ve farklı yakıtların yanma işlemine etkileri incelenirken en çok sıcaklık dağılımı ve NO_X oluşumu üzerinde durulmuştur. Ayrıca sayısal modelin doğruluğunu ölçmek adına bazı analitik yaklaşımlarla kıyaslaması yapılmıştır. Yapılan bu çalışmalarla birkaç önemli öneride bulunabiliriz:

- Gaz türbinleri yanma odalarında yüksek basınçlarda yapılacak deney çalışmaları masraflı ve meşakkatli olduğundan deneyler genelde düşük basınçlarda yapılır. Bu şekilde elde edilen sonuçlar ile oluşturulan yanma simülasyonları verileri kıyaslanır. Kabul edilebilecek bir küçüklükte hata oranı yakalandığında, bu yanma simülasyonunu kullanarak daha yüksek basınçlarda yanma için deney masrafına ve zorluğuna girmeden istenilen verileri oldukça doğru bir şekilde elde etmiş oluruz.
- Benzer bir şekilde kW'lar cinsinden ölçülen ısıl güce sahip yanma odalarını doğru simülasyon değerleri ile MW büyüklüğünde güce sahip gaz türbinleri için uygulayabiliriz.
- NO_X ve CO emisyonlar yanı sıra CO_2 ve SO_X oluşumlarını etkileyen parametreler üzerinde de çalışmalar yapılabilir.
- Gaz türbinlerinde elde edilecek güç verimi üzerine yoğunlaşarak yanma odasının etkisi ile derin maliyet hesapları çalışmalarına gidilebilir.
- Gaz türbinlerinde yanma odasında ön karışımlı ve ön karışımsız yanma olarak iki farklı yanma türü incelenerek, sıcaklık dağılımı ve emisyon hesapları hakkında bir çalışma ortaya koyulabilir.

KAYNAKLAR

[1] Y. A. Cengel and M. A. Boles, (2005). Thermodynamics: An Engineering Approach, 5th edition, McGraw-Hill Science/Engineering.

[2] Sierra, F.Z., Kubiak, J., Gonza´lez, G., Urquiza, G., (2005). ''Prediction of temperature front in a gas turbine combustion chamber'', Applied Thermal Engineering, 25:1127–1140.

[3] Sharma, N.Y., Som, S.K., (2004). ''Influence of Fuel Volatility and Spray Parameters on Combustion Characteristics and NOx Emission in a Gas Turbine Combustor'', Applied Thermal Engineering, 24:885–903.

[4] Vakil, S. S., Thole K. A., (2005) ''Flow and Thermal Field Measurements in a Combustor Simulator Relevant to a Gas Turbine Aeroengine'', Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 127:257.

[5] Price, G. R., Goldin, G. M., (2002), "CFD Predictions and Field Measurements of NOx Emissions from LM 1600 Gas Turbine During Part Load Operation", Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 124:276-283.

[6] Alencar, H.S., Nascimento, M.A.R., Nova, H.F.V., (2006). ''Computational Fluid Dynamic Applied to Combustion Chamber for Small Gas Turbines Using Natural Gas'', Proceedings of the 11th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering , ABCM, Dec. 5-8, Curitiba, Brazil, 06:0309.

[7] Ali, A.B.S., Kriaa, W., Mhiri, H., Bournot, P.,(2011). '' Numerical Investigations of Cooling Holes System Role in the Protection of the Walls of a Gas Turbine Combustion Chamber'', Heat Mass Transfer, 48:779–788.

[8] Gökçek, M., (2008). Metan ve Mtan-Hidrojen Karışımı Yakıtların Kullanıldığı Gaz Türbinlerinde Yanmanın ve Azot Oksit Oluşumunun Modellenmesi, Doktora Tezi, YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

[9] Tomcazk, H.J., Benelli, G., Carrai, L., Cecchini, D., (2002), "Investigation of a Gas Turbine Combustion System with Mixtures of Natural Gas and Hydrogen", IFRF Combustion Journal, 200207:1562-479.

[10] Chaudhari,K.V., Kulshreshtha, D.B., Channiwala S.A., (2012) ‘’Design and CFD Simulation of Annular Combustion Chamber with Kerosene as Fuel for 20 kW Gas Turbine Engine’’, International Journal of Engineering Research and Applications (IJERA), 2(6):1641-1645.

[11] Krieger, G. C., Campos, A. P. V., Filho, F.L.S., Souza, R. C., (2012). ‘’ A Swirler Stabilized Combustion Chamber for a Micro-Gas Turbine Fuelled with Natural Gas’’, Journal of the Brazil Society of Mechanical Sciences and Engineering, 34(4):441

[12] Yang, W., Blasiak, W., (2005), “Numerical Simulation of Properties of a LPG flame with High-Temperature Air”, International Journal of Thermal Science”, 44:973-985.

[13] Bulat,G., Jones, W.P., Marquis A.J., (2013) ‘’Large Eddy Simulation of an Industrial Gas-Turbine Combustion Chamber Using the Sub-grid PDF Method’’, Proceedings of the Combustion Institute, 34:3155-3164.

[14] Datta, A. ve Som, S.K., (1999), “Combustion and Emission Characteristics in a Gas Turbine Combustor at Different Pressure and Conditions”, Applied Thermal Engineering, 19:949-967.

[15] Khalil, A. E. E., Gupta, A. K., (2013). ‘’Fuel Flexible Distributed Combustion for Efficient and Clean Gas Turbine Engines’’, Applied Energy, 109:267–274.

[16] Kumar, P.S., Rao,P.P., (2006), “Design and Analysis of Gas Turbine Combustion Chamber”, International Journal of Computational Engineering Research, 3(12):36-40.

[17] Juste, G. L., (2006), “Hydrogen injection as additional fuel in gas türbine combustor”, International Journal of Hydrogen Energy, 31(14):2112-2121.

[18] Dias, F.L.G., Nascimento, M.A.R., Rodrigues, L.O.R., (2014). ‘’Reference Area Investigation in a Gas Turbine Combustion Chamber Using CFD'', Journal of Mechanical Engineering and Automation, 4(2):73-82.

[19] Shudo, T. ve Mizuide T., (2002). “NOx Emission Characteristics in Rich-lean Combustion of Hydrogen”, JSAE Review, 23:9-14.

[20] Yılmaz, İ., (2006). Model Bir Yakıcıda Hidrojen-Metan Yanmasının Sayısal ve Deneysel İncelenmesi, Doktora Tezi, Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Kayseri.

[21] Bozza, F., Cameretti, M. C., Tuccillo, R. , (2004). “The employment of Hydrogenerated Fuels from Natural Gas Reforming: Gas Turbine and Combustion Analyses”, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 126:489-497.

[22] Jiang, L.-Y. ve Campbell, I., (2005). “A Critical Evaluation of NOx Modelling in a Model Combustor”, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 127:483-491.

[23] Rolls-Royce plc, (1996). The Jet Engine, Fifth Edition, Reprinted 1996 with revisions.

[24] Bozza, F., Cameretti, M. C., Tuccillo, R., (2004). “The employment of hydrogenerated fuels from natural gas reforming: gas turbine and combustion analyses”, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 126:489-497.

[25] Mellor, A. M., (1990). “Design of Modern Gas Turbine Combustor”, Academic Press, London.

[26] AL-Hashimi, M.H.A., (2011). Flashback and Blowoff Characteristics of Gas Turbine Swirl Combustor, the Degree of Doctor of Philosophy, Institute of Energy Cardiff School of Engineering Cardiff University, Cardiff / UK.

[27] ANSYS inc, (2009). Fluent User Guide & Fluent Theory Guide, Fluent Inc. Centerra Resource Park.

[28] Turns, S.R., (2012), “An Introduction to Combustion Concepts and Applications”, Third Edition, McGraw-Hill, Newyork.

[29] Lefebvre, A. H., Ballal, D. R., (1999), Gas Turbine Combustion Alternative Fuels and Emissions, Third Edition, Taylor & Francis group, Boca Raton.

[30] Magnussen, B.F., and Hjertager, B.H.,(1976)."On Mathematical Models of Turbulent Combustion With Special Emphasis on Soot Formation and Combustion", Proc. 16th Symposium (International) on Combustion, The Combustion Institute, Pittsburgh, PA, 719-729.

[31] Conrado, A.C., Lavaca, P.T., Filho, A.C.P., Sanches, M.S., (2004).’’Basic Design Principles for Gas Turbine Combustor’’, Proceedings of the 10. Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering, ABCM, Rio de Janeiro, Brazil, Nov. 29 - Dec. 03, 2004.

[32] Patankar, S. V., (1980). ‘’Numerical Heat Transfer and Fluid Flow’’, Washington, DC, Hemisphere Publishing Corp.

[33] Hung, W. S. Y., (1975). "An Experimentally Verified NOx Emission Model for Gas Turbine Combustors", American Society of Mechanical Engineers , 75:11.

[34] Hung, W. S. Y., and Langenbacher, F., (1995). "PEMS: Monitoring NOx Emissions from Gas Turbines", Proceedings of the International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, Anonymous ASME, New York, USA, Houston, USA.

[35] Marshall, A. M., Snyder, R. B., and Bautista, P., (1997). "Continuous Parametric Monitoring Systems for Gas Turbines", Proceedings of the 1997 Air & Waste Management Association's 90th Annual Meeting & Exhibition, Pittsburgh, USA, Toronto.

[36] Lewis, G. D., (1981) "Prediction of NOx Emissions", American Society of Mechanical Engineers, 81:5.

[37] Lewis, G. D., (1991). "New Understanding of NOx Formation", Tenth International Symposium on Air Breathing Engines, Anonymous Published by AIAA, Washington, USA, Nottingham, England.

[38] Becker, T., and Perkavec, M. A., (1994). "The Capability of Different Semianalytical Equations for Estimation of NOx Emissions of Gas Turbines", Proceedings of the International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, Anonymous Published by ASME, New York, USA.

[39] Bakken, L. E., and Skogly, L., (1995). "Parametric Modelling of Exhaust Gas Emission from Natural Gas Fired Gas Turbines", Proceedings of the International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, Anonymous ASME, New York, Houston, USA.

[40] Rokke, N. A., Hustard, J. E., and Berg, S., (1993)."Pollutant Emissions from Gas Fired Turbine Engines in Offshore Practice-Measurements and Scaling", International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, Anonymous Published by ASME, New York, Cincinnati, USA.

[41] Rizk, N. K., and Mongia, H. C., (1993). "Semi analytical Correlations for NOx, CO, and UHC Emissions", Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Transactions of the ASME, 115(3):612-619.

[42] Küçükşahin, F., (2000). Buhar ve Gaz Türbinleri, Birsen Yayınevi, İstanbul.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : İbrahim ÖZSARI

Doğum Tarihi ve Yeri : 29.06.1989

Yabancı Dili : İngilizce

E-posta : ibrahimozsari@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Y. Lisans	Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği	Yıldız Teknik Üniversitesi	-
Lisans	Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği	Yıldız Teknik Üniversitesi	2013
Lise	Fen Bilimleri	Eskişehir Kılıçoğlu Anadolu Lisesi	2007

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	Firma/Kurum	Görevi
2013	Yıldız Teknik Üniversitesi	Araştırma Görevlisi
2013	İzmir Deniz Gözetim	Gemi İnşaatı Mühendisi

YAYINLARI

Bildiri

1) Ozsari, I., Ust, Y., (2015). ‘’CFD Application of Combustion Chamber for Gas Turbine Engine By Using Three Different Fuels’’, International Conference On Advances in Mechanical Engineering, 13-15 May, Istanbul.